



## PROJETO DE APARATO DE FADIGA EM RISERS RÍGIDOS COM DANO MECÂNICO

Greice Lima Ferro de Paoli

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Oceânica, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Oceânica.

Orientadores: Ilson Paranhos Pasqualino

Bianca de Carvalho Pinheiro

Rio de Janeiro

Abril de 2018

PROJETO DE APARATO DE FADIGA EM RISERS RÍGIDOS COM DANO  
MECÂNICO

Greice Lima Ferro de Paoli

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO ALBERTO  
LUIZ COIMBRA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE ENGENHARIA  
(COPPE) DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE  
DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE  
EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA OCEÂNICA.

Examinada por:

---

Prof. Ilson Paranhos Pasqualino, D.Sc.

---

Profa. Bianca de Carvalho Pinheiro, D.Sc.

---

Prof. José Luis Drummond Alves, D.Sc.

---

Prof. José Luiz de França Freire, Ph.D.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

ABRIL DE 2018

Paoli, Greice Lima Ferro de

Projeto de Aparato de Fadiga em Risers Rígidos com  
Dano Mecânico/ Greice Lima Ferro de Paoli - Rio de  
Janeiro: UFRJ/COPPE, 2018

VIII, 81 p.: il.; 29,7 cm

Orientadores: Ilson Paranhos Pasqualino

Bianca de Carvalho Pinheiro

Dissertação (mestrado) - UFRJ/COPPE/ Programa de  
Engenharia Oceânica, 2018.

Referências Bibliográficas: p. 80-81.

1. Fadiga. 2. Risers Rígidos. 3. Danos Mecânicos.

I. Pasqualino, Ilson Paranhos *et al.* II. Universidade  
Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Programa de  
Engenharia Oceânica. III Título

## **AGRADECIMENTOS**

À minha família, pelo carinho, apoio e incentivo.

Ao meu pai Carlos de Paoli, pelo auxílio, orientação e incentivo, não medindo esforços para a conclusão deste trabalho.

Ao Bruno Morena, por toda compreensão, colaboração e apoio, não somente para conclusão deste trabalho, mas durante toda a minha trajetória acadêmica.

À Camilla Harumi, pelo apoio em toda a elaboração do modelo numérico utilizado, colaboração imprescindível para desenvolvimento deste estudo.

Aos meus amigos, pelo apoio, estudo, sugestões e compreensão fundamentais.

Aos meus orientadores, Ilson Paranhos Pasqualino e Bianca de Carvalho Pinheiro, por suas motivações e orientações. A colaboração de ambos foi fundamental para a realização desse trabalho.

Ao corpo técnico do LTS, em especial, Reinaldo Merendaz, Antonio Robson Laurentino, Luciano Crespo e João Fabrício Castilho, pelas sugestões e auxílio na fabricação e projeto do aparato experimental utilizado no estudo e realização dos testes experimentais, sem os quais não seria possível a conclusão desse trabalho.

Ao corpo técnico da Óleo Hidráulica, pelas suas contribuições, apoio no projeto e fabricação do aparato experimental utilizado neste trabalho.

Ao LTS e à Óleo Hidráulica pelo apoio financeiro fundamental para o desenvolvimento desse trabalho.

Resumo da Dissertação apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.)

PROJETO DE APARATO DE FADIGA EM RISERS RÍGIDOS COM DANO  
MECÂNICO

Greice Lima Ferro de Paoli

Abril/2018

Orientadores: Ilson Paranhos Pasqualino

Bianca de Carvalho Pinheiro

Programa: Engenharia Oceânica

Este trabalho consiste na avaliação experimental de fadiga, através do estudo das deformações, tensões e fator de concentração de tensão experimentados em *risers* rígidos provocadas por defeitos do tipo moosa simples, sob pressão interna constante e esforço de flexão vertical cíclica, imposto em uma das extremidades da estrutura. O trabalho se concentrou no projeto e fabricação de um aparato de teste, que concede todos os requisitos necessários para a simulação experimental, e na adequação do uso deste aparato com uma mesa vibratória capaz de reproduzir os movimentos cíclicos, que são aplicados em duas amostras de escala reduzida de *riser* rígido, onde serão avaliadas as deformações e tensões em regiões deliberadamente danificadas para representar uma moosa simples.

Adicionalmente, um modelo numérico quase estático, baseado no método dos elementos finitos e ainda em desenvolvimento, é proposto para verificar as deformações, tensões associados a esses defeitos devido à pressão interna e flexão vertical positiva e negativa impostas à amostra. O modelo é calibrado a partir de correlação numérico-experimental com intuito de vir a ser utilizado em estudos paramétricos para avaliar o fator de concentração de tensão associado nestas condições.

Comentários e ponderações são tecidos no que concerne a utilização das ferramentas experimentais e numéricas para futuros estudos paramétricos.

Abstract of Dissertation presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

## FATIGUE DESIGN PROJECT IN RIGID RISERS WITH MECHANICAL DAMAGE

Greice Lima Ferro de Paoli

April/2018

Advisors: Ilson Paranhos Pasqualino

Bianca de Carvalho Pinheiro

Department: Ocean Engineering

This study aims to evaluate experimentally the fatigue of steel rigid risers that are subjected to plain dents due to mechanical damage, assessment of their associated stress concentration factors under uniform internal pressure and cyclic bending loads. The work was focused on the design and manufacturing of a test apparatus which provides all necessary requirements for experimental simulation using a vibratory table, capable of reproducing cyclic movements to small-scale samples of rigid risers, and a data acquisition system to evaluate strains and stresses on the damaged section.

Additionally, a numerical model, based on the finite element method, still under development, is used to evaluate strain levels and stress concentration factors on the damaged region under internal pressure and alternating bending moment imposed to sample. The finite element model is indeed calibrated from correlation between numerical and experimental results in order to evaluate stress concentration factors of dented pipes under combined alternating bending and cyclic internal pressure.

Finally, comments and considerations are presented in view of the obtained results herein and further works.

## ÍNDICE

<b>1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1. Proposta da dissertação .....	2
1.2. Estrutura da dissertação.....	3
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>4</b>
2.1. Análise de Fadiga de Metais.....	4
2.1.1. Curva S-N.....	8
2.1.2. Limite de Resistência à Fadiga.....	10
2.1.3. Critérios de Falha por Fadiga .....	12
2.2. Influência de Concentradores de Tensão em Fadiga .....	14
2.2.1. Índice $K_t$ .....	14
2.2.2. Índice $K_f$ .....	15
2.3. Danos Mecânicos em <i>Risers</i> Rígidos .....	16
2.3.1. Dano Mecânico do Tipo Mossa .....	18
2.3.2. Influência das Mossas na Vida à Fadiga .....	20
<b>3. PROJETO E FABRICAÇÃO DO APARATO EXPERIMENTAL .....</b>	<b>23</b>
3.1. Requisitos do Projeto .....	23
3.2. Concepção do Aparato Experimental.....	24
3.3. Componentes do Aparato Experimental.....	26
3.3.1. Estrutura Metálica .....	26
3.3.3. Unidade Hidráulica .....	29
3.3.4. Transdutor de Deslocamento, Transdutor de Pressão e Suporte para o Transdutor de Deslocamento .....	30
3.3.5. Equipamento <i>Shaker</i> .....	31
<b>4. ANÁLISE COM MODELOS EXPERIMENTAIS .....</b>	<b>36</b>
4.1. Introdução.....	36
4.2. Seleção do Material do Modelo de <i>Riser</i> .....	36
4.3. Análises Preliminares.....	38
4.4. Teste de Simulação dos Danos.....	39
4.4.1. Definição dos Pontos de Introdução dos Danos .....	39
4.4.2. Propriedades Geométricas dos Modelos Tubulares.....	40
4.4.3. Introdução dos danos.....	42
4.5. Instrumentação dos Modelos.....	44
4.6. Teste com Aparato Experimental .....	46
4.7. Resultados Experimentais .....	50

<b>5. ANÁLISE DO MODELO NUMÉRICO .....</b>	<b>57</b>
<b>5.1. Descrição do modelo.....</b>	<b>57</b>
<b>5.2. Malha de Elementos Finitos .....</b>	<b>60</b>
<b>5.3. Propriedades de Contato .....</b>	<b>61</b>
<b>5.4. Condições de Contorno e Carregamento .....</b>	<b>62</b>
<b>5.5. Resultados Numéricos.....</b>	<b>63</b>
<b>5.6. Ajuste do Modelo Numérico.....</b>	<b>70</b>
<b>5.7. Resultados da correlação numérico experimental .....</b>	<b>71</b>
<b>6. SUMÁRIO, CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS .....</b>	<b>76</b>
<b>6.1. Sumário .....</b>	<b>76</b>
<b>6.2. Conclusões.....</b>	<b>77</b>
<b>6.3. Trabalhos Futuros.....</b>	<b>78</b>
<b>7. REFERÊNCIAS .....</b>	<b>80</b>



## 1. INTRODUÇÃO

Nas últimas décadas, o panorama global da indústria do petróleo vem sofrendo grandes oscilações devido a fatores políticos, bélicos e comerciais, que se refletem na volatilidade da cotação do preço do petróleo. Mesmo nas cotações atuais, o mercado "offshore" desse setor ainda é bastante atrativo, principalmente quando aliado ao esgotamento das reservas terrestres. A exploração e produção de reservatórios petrolíferos em águas profundas e ultra-profundas, vêm atraindo grandes estudos para desenvolver métodos e equipamentos que objetivam baratear e aumentar a confiabilidade da atividade.

As estruturas flutuantes são mantidas em posição por linhas de ancoragem que somam vários quilômetros. Os *risers*, tubulações que transportam os fluidos petrolíferos do fundo do mar para a plataforma, também percorrem uma grande distância para chegar à superfície. Por serem projetadas para suportar tensões externas e internas, estas estruturas têm diversas configurações de emprego, que dependem de diferentes características tais como profundidade do poço, condições de leito e clima, sendo classificados como rígidos ou flexíveis.

Durante a operação, os *risers* estão constantemente submetidos a diversas solicitações dinâmicas, tais como: ação de correntezas, ventos, ondas, movimentos da plataforma, contato com o solo e escoamento dos fluidos em seu interior. Quanto maior a profundidade, mais longas e pesadas são as linhas de dutos. Em águas ultra-profundas, as cargas dinâmicas na região inferior do *riser* adquirem uma importância ainda maior do que em águas intermediárias, por isso, tendo significativa influência no processo de acúmulo de danos ao longo do *riser*. O carregamento dinâmico ocorrido durante a operação dos *risers* pode levar a falhas por fadiga.

Eventualmente essas estruturas estão sujeitas a sofrer danos mecânicos por interferência externa devido ao impacto com outros *risers* ou estruturas de ancoragem de embarcações, a quedas de equipamentos pesados e a atividades de pesca. Esses danos são considerados como um potencial concentrador de tensões que, considerando os carregamentos dinâmicos anteriormente citados, é capaz de causar a redução da vida à fadiga em serviço.

Os danos causados por essas interferências externas ainda podem ser diferenciados pelo seu aspecto de superfície e geometria. Um dos danos mais comuns

sofridos pelo *riser* rígido é o tipo *mossa*. No estudo deste trabalho será abordada a *mossa* simples, que trata-se de uma região com alteração leve na curvatura da parede do segmento do *riser*, não sendo associada à redução de espessura da parede do duto (como sulcos ou trincas) ou a outros defeitos ou imperfeições.

Para se assegurar a operação dos *risers*, o estudo do fenômeno de fadiga atuante nesses componentes com danos é de extrema importância e a previsão da vida em fadiga se torna essencial no projeto. A boa compreensão do fenômeno e o planejamento de suas implicações poderão propiciar o aumento da segurança em operação dessas estruturas, evitando possíveis falhas, danos ambientais e prejuízos financeiros.

Embora há muito tempo a fadiga tenha sido objeto de atenção de estudiosos e pesquisadores, várias questões, especialmente no que se refere à fadiga sob carregamentos complexos e com agravante de concentradores de tensão, continuam em aberto, desafiando os engenheiros no desenvolvimento de novas metodologias para projetos e construção de estruturas mais seguras e confiáveis.

### **1.1. Proposta da dissertação**

Esta dissertação tem como principal propósito, o projeto e fabricação de um aparato de testes e adaptação deste com uma mesa vibratória, de forma à conceber as condições necessárias para se realizar um estudo experimental das deformações envolvidas em um modelo tubular em escala reduzida de *riser* rígido com danos mecânicos do tipo *mossa*, simulando danos acidentais com geometria definida, na presença de pressão interna e sob solicitações verticais de flexão.

Para tal, foram determinadas premissas e condições para montagem do aparato de teste, no qual, o modelo de tubo em escala reduzida será submetido à pressão interna, e movimentos de flexão vertical em uma de suas extremidades, enquanto a outra se manterá engastada através de uma estrutura de base fixa e sistema mecânico de travamento do modelo de teste. Através de extensômetros, as deformações sofridas pelos modelos a serem testados serão mensuradas e monitoradas por um sistema de aquisição, permitindo a avaliação destas durante a imposição de movimentos cíclicos. O carregamento cíclico vertical será conFigurado e controlado pelo equipamento eletrodinâmico *Shaker*, que é capaz de gerar movimentos lineares em uma plataforma de testes, com amplitude, frequência e aceleração definidas pela excitação elétrica, comandada por um *software* de controle.

Uma correlação será apresentada com os resultados numéricos obtidos a partir de um modelo desenvolvido, com base no método dos elementos finitos e as deformações experimentadas no movimento, associadas ao dano mecânico nos modelos numéricos, serão comparados com os resultados experimentais e comentados.

## **1.2. Estrutura da dissertação**

No Capítulo 2 é apresentada a revisão bibliográfica onde são pontuados conceitos, definições e parâmetros essenciais para entendimento do propósito deste estudo. Primeiramente, alguns aspectos relevantes para o a compreensão do efeito de concentração de tensão e fadiga são apresentados. Em seguida, é abordado o defeito do tipo moessa e os fatores que influenciam no comportamento à fadiga de moessas.

O Capítulo 3 descreve todo o projeto para fabricação do aparato experimental, apresentando as premissas necessárias para montagem do aparato, concepção para a fabricação, componentes necessários para execução do teste e equipamento que foi utilizado para reproduzir a solicitação cíclica vertical.

No Capítulo 4 é verificado o funcionamento e aplicação em testes experimentais do aparato e sua adaptação ao equipamento que reproduz solicitações cíclicas. Inicialmente, são descritos os testes de preparação dos modelos, com simulação de danos (moessas), instrumentação dos modelos em escala reduzida e os testes de flexão vertical sob pressão interna constante, nas configurações pré definidas para análise.

No Capítulo 5 é apresentado o modelo numérico desenvolvido, com base no método dos elementos finitos, para simular um tubo com três moessas distintas, submetido a carregamento de pressão interna e flexão vertical. O objetivo é avaliar o comportamento das deformações envolvidas na região danificada por danos de profundidades diferentes dispostos em duas configurações distintas. Inicialmente, é feita a descrição do modelo numérico, apresentando as suas propriedades geométricas e de material, a malha de elementos finitos adotada, as condições de contorno e os carregamentos considerados. Finalmente os resultados e comentários para os casos analisados são apresentados.

No Capítulo 6 são apresentados o sumário e as conclusões obtidas no estudo. Sugestões de trabalhos futuros, perspectivas e ponderações no âmbito do desenvolvimento deste trabalho são abordadas.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo é dedicado a uma revisão bibliográfica dos principais conceitos de forma a permitir uma boa compreensão do tema da dissertação, apresentando a descrição de aspectos importantes do fenômeno de fadiga e sua relevância em presença de um concentrador de tensões; o dano mecânico do tipo *mossa* é definido para o estudo e sua influência na vida à fadiga em *risers* rígidos é comentada.

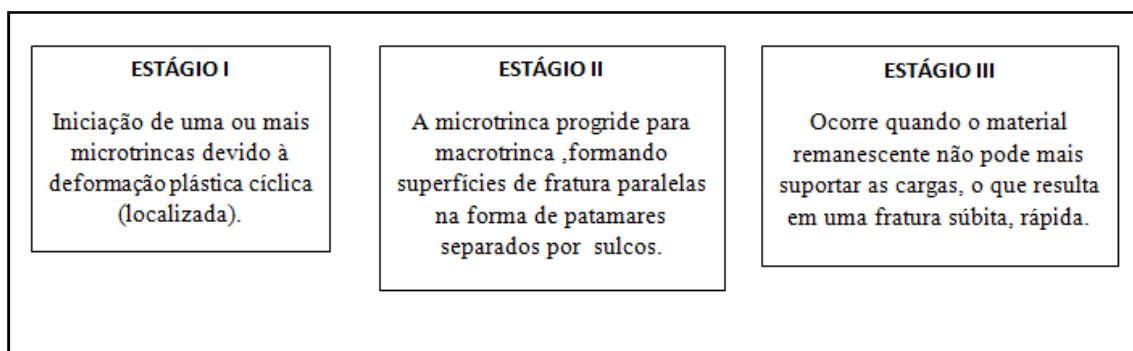
### 2.1. Análise de Fadiga de Metais

O fenômeno de fadiga pode ser compreendido como um processo em que ocorre perda da capacidade de carga de um material relacionado ao acúmulo de dano durante carregamentos cíclicos. As falhas por fadiga ocorrem devido a cargas que variam no tempo, e não a esforços estáticos. Essas falhas ocorrem, tipicamente, em níveis de tensão significativamente inferiores aos valores da resistência ao escoamento dos materiais.

O estudo da falha por fadiga é extremamente relevante na concepção e trabalho com estruturas metálicas, visto que a grande maioria das roturas observadas em serviço envolvem fadiga, responsável por 90% a 95% de todas as falhas metálicas, agregando um grande valor econômico, industrial e financeiro.

De acordo com a *American Society for Testing and Materials* [1], fadiga é um processo de alteração estrutural permanente, onde se localiza a nucleação ou iniciação da fissura de fadiga; progressivo, onde ocorre a propagação dessa fissura; e localizado, em que ocorre a rotura final. Normalmente a trinca de fadiga inicia em uma descontinuidade no material onde o estado de tensão cíclica é máximo.

Esquemáticamente, pode-se considerar o mecanismo de fadiga em três estágios apresentados na Figura 2.1.1:



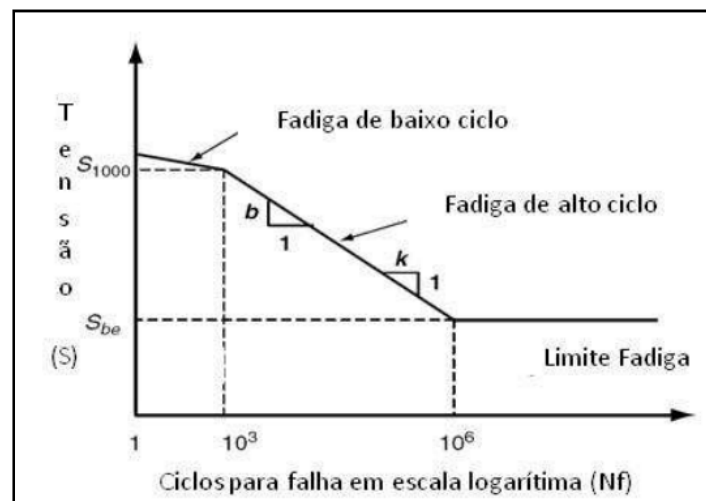
**Figura 2.1.1: Estágios do processo de fadiga**

Dentro do mecanismo de fadiga, frequentemente, a evolução macroscópica da fratura é indicada por uma série de anéis, ou “marcas de praia”, avançando a partir do ponto de iniciação do dano por fadiga; a superfície de fratura é usualmente plana e normal à direção da maior tensão principal trativa. Com a evolução da fratura, o efeito da concentração de tensão torna-se maior e os mecanismos envolvidos são intensificados. Com a redução da área sob carregamento, a intensidade da tensão aumenta até que a área remanescente falhe de modo repentino (monotônico).

Os carregamentos cíclicos capazes de causar falhas por fadiga, ilustrados na Figura 2.1.2, podem caracterizar dois regimes distintos:

Baixo ciclo: Vidas em fadiga entre 1 a  $10^3$  ciclos caracterizam normalmente o regime de fadiga de baixo ciclo, onde são observadas deformações plásticas macroscópicas. A análise é feita por meio de curvas  $\varepsilon-N$  e os testes de fadiga são conduzidos sob controle de deformação.

Alto ciclo: Fadiga de alto ciclo normalmente é caracterizada com um número de ciclos de carregamento entre  $10^3$  e  $10^6$  ciclos, envolvendo tensões globalmente elásticas, com deformações plásticas extremamente localizadas. No caso de fadiga de alto ciclo, os dados da curva S-N tendem a seguir uma relação linear na escala log-log.



**Figura 2.1.2: Fadiga de alto e baixo ciclo [2]**

No caso de estruturas "offshore", os elementos estruturais são dimensionados para responder às solicitações no regime elástico (fadiga de alto ciclo). A fadiga é considerada um dos critérios de projeto mais crítico. Os carregamentos mais

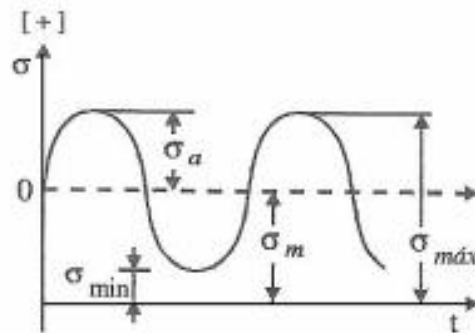
importantes atuando sobre estruturas flutuantes se devem à ação do vento, ondas e correntes.

A análise de fadiga na prática de projetos de estruturas "offshore" baseia-se principalmente em três aspectos [3]:

- Identificação dos ciclos de tensão;
- Curvas S-N;
- Regra de Miner de acúmulo linear dos danos.

Para os carregamentos de fadiga os ciclos de tensão podem ser de amplitude constante ou variável.

Para carregamento de amplitude constante, a amplitude de tensão não varia com o tempo, como ilustrado na Figura 2.1.3, sendo característico de algumas aplicações práticas, como em mecanismos que operam numa velocidade constante: engrenagens, polias, rolamentos, etc.



**Figura 2.1.3: Carregamento com amplitude constante. [4]**

A variação de tensão,  $\Delta\sigma$ , é determinada pela diferença entre  $\sigma_{m\acute{a}x}$  e  $\sigma_{m\acute{i}n}$ . A tensão média de carregamento  $\sigma_m$  é calculada pelo valor médio entre  $\sigma_{m\acute{a}x}$  e  $\sigma_{m\acute{i}n}$ . A tensão média pode ser igual a zero (carregamentos completamente alternados), mas frequentemente, em casos práticos, ela é diferente de zero (carregamentos flutuantes). A amplitude de tensão  $\sigma_a$ , é definida como a metade da variação de tensão  $\Delta\sigma$ . A razão de tensões R é definida como a razão entre  $\sigma_{m\acute{i}n}$  e  $\sigma_{m\acute{a}x}$ .

$$\Delta\sigma = \sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n} \quad (\text{Eq.2.1.1})$$

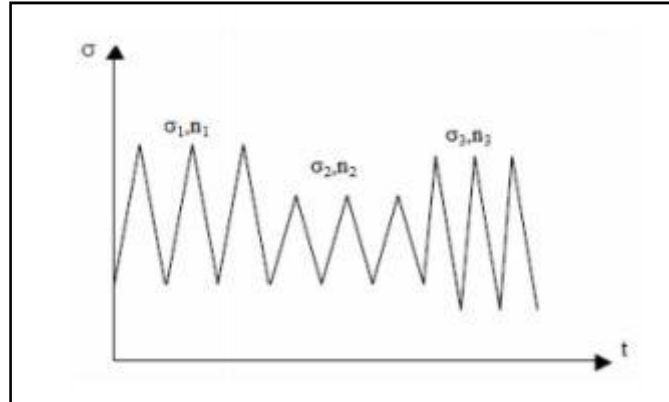
$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (\text{Eq.2.1.2})$$

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (\text{Eq.2.1.3})$$

$$R = \frac{\sigma_{m\acute{i}n}}{\sigma_{m\acute{a}x}} \quad (\text{Eq.2.1.4})$$

Em estruturas "*offshore*", os carregamentos de fadiga são normalmente de amplitude variável [5] como mostrado na Figura 2.1.4. Tais carregamentos são impostos durante toda a vida da estrutura, sendo causados principalmente pela ação de ondas, ventos, correntes, pressões variáveis, vibrações de máquinas, entre outras. As forças de onda são geralmente as principais causadoras de danos por fadiga em estruturas "*offshore*" tipo jaqueta. [6]

No caso de *risers*, as tensões atuantes são de amplitude variável, sendo que sua identificação não é simples como no caso anterior. Desta forma, recorre-se a um algoritmo específico para tratar tal dificuldade.[7]



**Figura 2.1.1: Exemplo de um carregamento variável composto por diversos carregamentos constantes. [7]**

No presente trabalho, o modelo de *riser* rígido a ser estudado, experimentará um carregamento cíclico de flexão aproximado para amplitude constante e carregamentos flutuantes, de forma a simplificar a simulação da sollicitação sofrida por uma estrutura "*offshore*".

### 2.1.1. Curva S-N

A abordagem da curva S-N se mostra bastante prática e rápida para tratar os dados obtidos por um ensaio de fadiga, os resultados são transcritos para uma curva tensão versus número de ciclos, conhecida também como curva de Wöhler, a qual relaciona a resistência à fadiga ( $S_f$ ) ao número de ciclos ( $N$ ) necessários para a falha por fadiga. A curva S-N não permite distinguir os estados intermediários de propagação da trinca, pois os períodos de iniciação e propagação não são considerados separadamente.

Inúmeros ensaios mecânicos em corpos de prova ou componentes estruturais são necessários para se obter uma boa aproximação da curva, devido a grande variabilidade de resultados dos testes, desta forma e conseqüentemente estas curvas de projeto são adotadas baseadas em técnicas de probabilidade de falha. Estes ensaios procuram determinar a vida do componente para cada amplitude de tensão aplicada, registrando o número de ciclos até a falha.

Pode-se observar nestes diagramas o fato de que o limite de fadiga, que é o valor de tensão correspondente, é dado quando a curva S-N se torna horizontal. Amplitude de tensão aplicada abaixo do limite de fadiga, dá ao componente a chamada vida infinita.

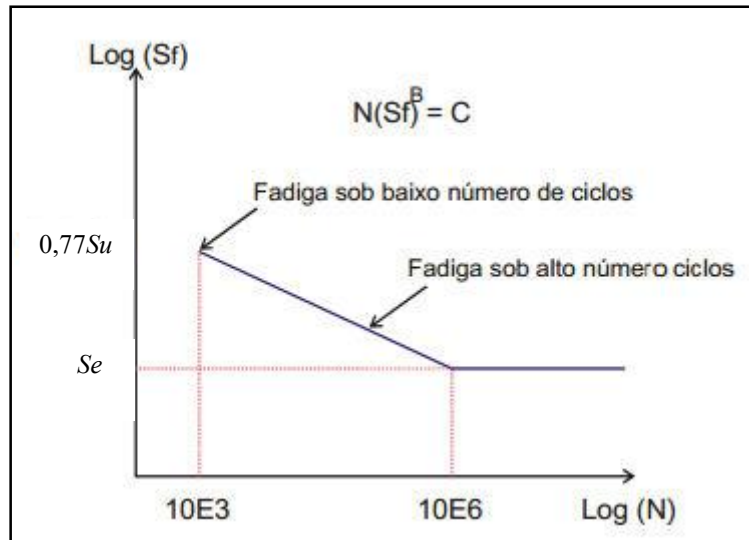
Para materiais sem um limite de fadiga bem definido, metais não ferrosos como alumínio, magnésio e ligas de cobre, os testes são usualmente encerrados para uma tensão baixa, para a qual a vida em fadiga é de  $10^8$  ou  $5 \cdot 10^8$  ciclos. Para os aços, o limite de fadiga é dado entre  $10^6$  e  $10^7$  ciclos.

#### - Obtenção da curva S-N

A curva S-N segue uma linha reta e se torna decrescente entre  $10^3$  e  $10^6$  ciclos e depois segue uma linha horizontal que representa o limite de resistência à fadiga, a partir do qual o corpo de prova não apresenta qualquer tipo de falha para um número de ciclos significativo. A Figura 2.1.1.1 apresenta uma curva S-N típica de aço carbono.

Geralmente  $N$  é dado em escala logarítmica no eixo das abscissas, e  $\sigma_a$ ,  $\sigma_{max}$  ou  $\Delta\sigma$  em psi, kpsi ou MPa, em escala aritmética ou logarítmica, no eixo das ordenadas.





**Figura 2.1.1.1: Curva típica S-N de aço ao carbono (adaptado). [8]**

A curva S-N pode ser descrita pela equação Basquin:

$$S_f = CN^b \quad (\text{Eq.2.1.1.1})$$

Os parâmetros  $b$  e  $C$  são constantes medidas experimentalmente, em ausência de tais dados, estes podem ser estimados a partir das propriedades do material. [8] O  $S_f$  é o limite de fadiga associado à vida  $N$ .

Na ausência de dados experimentais, podem ser adotadas algumas aproximações baseadas em dados de ensaio de tração. Assim, a curva S-N, em escala log-log, pode ser aproximada por uma reta ligando  $(f.S_u)$  em  $N = 10^3$  ciclos e  $S_e$  em  $N = 10^6$ . [9] O valor de  $f$  varia com o valor do limite de resistência à tração ( $S_u$ ), como mostra a Tabela 2.1.1.1. Para essa aproximação, as constantes  $C$  e  $b$  são dadas por:

$$C = \frac{(f.S_u)^2}{S_e} \quad (\text{Eq.2.1.1.2})$$

e

$$b = -\frac{1}{3} \log \left( \frac{f.S_u}{S_e} \right) \quad (\text{Eq.2.1.1.3})$$

**Tabela 2.1.1: Variação de  $f$  com o valor do limite de resistência à tração ( $S_u$ ). [9]**

$S_u$ (MPa)	$f$
414	0.93
621	0.86
828	0.82
1380	0.77

Outra aproximação, considera que a curva S-N (escala log-log) pode ser obtida por uma reta ligando  $\sigma'_f$  (tensão real de ruptura no ensaio de tração) em  $N = 1$  ciclo e  $S_e$  em  $N = 10^6$  ciclos. Nesse caso, as constantes  $C$  e  $b$  são obtidas por:

$$C = \sigma'_f \quad (\text{Eq.2.1.1.4})$$

e

$$b = -\frac{1}{6} \log \left( \frac{\sigma'_f}{S_e} \right) \quad (\text{Eq.2.1.1.5})$$

### 2.1.2. Limite de Resistência à Fadiga

Os testes de fadiga realizados para determinar o limite de resistência à fadiga, referido por ( $S'_e$ ), são conduzidos por corpos de prova padronizado-se sob condições controladas. A resistência à fadiga de um componente mecânico depende das propriedades do material e dos detalhes do ponto crítico da peça. O ideal é testar a peça sob cargas reais de trabalho, mas como isso raramente é possível, em geral é necessário se estimar o seu limite de resistência à fadiga. Em testes de fadiga com elementos estruturais, fatores de correção são necessários para corrigir o valor do limite de resistência à fadiga, que é referido por ( $S_e$ ): fator de correção de acabamento superficial ( $k_a$ ); fator de correção de tamanho ( $k_b$ ); fator de correção de carregamento ( $k_c$ ); fator de correção de temperatura ( $k_d$ ), e fator de correção devido a outros efeitos ( $k_e$ ).

Considerando os fatores de correção, o limite de resistência à fadiga a ser considerado no projeto de um elemento estrutural pode ser estimado por:

$$S_e = (k_a k_b k_c k_d k_e) S'_e \quad (\text{Eq.2.1.2.1})$$

O fator de correção de acabamento superficial pode ser estimado por:

$$k_a = aS_u^b \quad (\text{Eq.2.1.2.2})$$

onde os valores de  $a$  e  $b$  podem ser obtidos na Tabela 2.1.2.1 para diversos acabamentos superficiais.

**Tabela 2.1.2.1: Parâmetros para o fator de correção de acabamento superficial ( $k_a$ ) [9].**

Acabamento Superficial	$a$ (MPa)	$b$
Retificado	1.58	-0.085
Usinado ou trefilado	4.51	-0.0265
Laminado	57.7	-0.718
Forjado	272	-0.995

Os fatores de correção de tamanho ( $k_b$ ), de carregamento ( $k_c$ ) e de temperatura ( $k_d$ ) não serão abordados neste texto.

O fator de correção devido a outros efeitos ( $k_e$ ) será abordado nesta dissertação de forma a considerar o efeito da concentração de tensão na redução da resistência à fadiga. O fator de correção  $k_e$  é então definido por [9]:

$$k_e = \frac{1}{k_f} \quad (\text{Eq.2.1.2.2})$$

onde  $K_f$  é o fator de redução da resistência à fadiga.

Na ausência de dados experimentais, o limite de resistência à fadiga dos aços pode ser obtido de forma aproximada. Normalmente, o limite de resistência à fadiga varia de 40 a 60% do limite de resistência à tração ( $S_u$ ) para aços com até 200 kpsi (1.400 MPa) de limite de resistência à tração, aproximadamente. Para aços com  $S_u > 200$  kpsi, o limite de resistência à fadiga pode ser adotado como 100 kpsi (700 MPa), aproximadamente.

Assim, de forma aproximada, pode-se considerar [4]:

- $S_e' = 0,5 S_u$ , para  $S_u \leq 1400$  MPa, (Eq.2.1.2.3)

e

- $S'_e = 700 \text{ MPa}$ , para  $S_u > 1400 \text{ MPa}$ . (Eq.2.1.2.4)

### 2.1.3. Critérios de Falha por Fadiga

Os critérios de falha adotados na elaboração de um projeto que considera o estudo de fadiga, tem como principal parâmetro o efeito da tensão média em sua análise.

O diagrama  $S-N$  é obtido considerando tensão média nula, uma vez que nos ensaios experimentais são aplicadas cargas totalmente alternadas. Por outro lado, em casos práticos é possível que seja aplicada uma carga estática em simultâneo com uma tensão alternada. Para carregamentos com tensão média diferente de zero, as curvas de resistência a fadiga sofrem alterações significativas. Nas Figuras 2.1.3.1 e 2.1.3.2 são representadas curvas  $S-N$  obtidas considerando três valores de tensão média distintos.

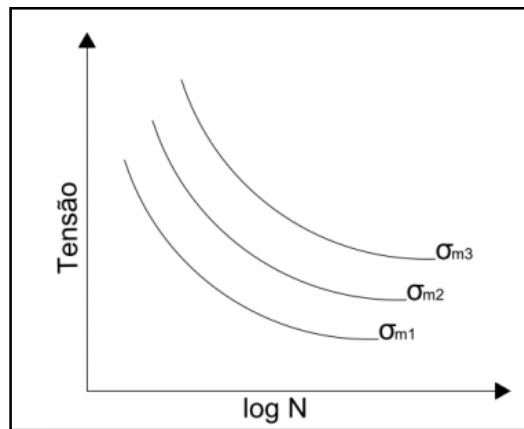


Figura 2.1.3.1: Efeito da Variação da Tensão Média. [10]

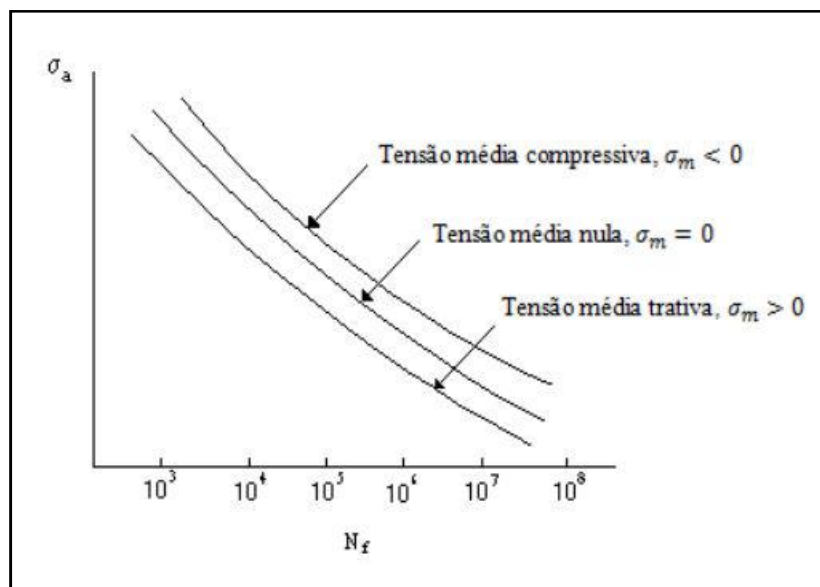


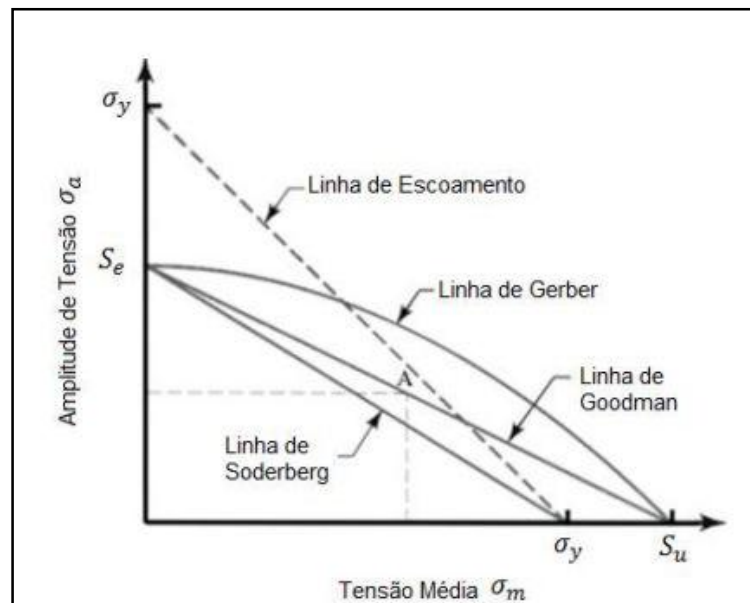
Figura 2.1.3.2: Efeito da variação de Tensão Média. [10]

Na condição de tensão média compressiva, esta irá contribuir para um aumento da resistência à fadiga do material, pois este tipo de tensão motiva o fechamento das trincas existentes. Na condição de tensão média trativa, esta irá sobrepor-se à componente de tensão alternada, contribuindo para a abertura de trincas existentes.

Várias teorias procuram traduzir matematicamente os resultados experimentais realizados para analisar o efeito da tensão média no limite de fadiga. Para cada critério considerado, pontos sobre ou acima da respectiva linha correspondem à falha. As expressões de cada critério são definidas para uma dada vida em fadiga e descrevem combinações de  $\sigma_a$  e  $\sigma_m$  correspondentes à falha para o número de ciclos ( $N$ ) correspondente.

Os critérios mais utilizados, conforme representado na Figura 9, são:

- Critério de Goodman:  $\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_u} = 1$  (Eq. 2.1.3.1)
- Critério de Gerber:  $\frac{\sigma_a}{S_f} + \left(\frac{\sigma_m}{S_u}\right)^2 = 1$  (Eq. 2.1.3.2)
- Critério de Soderberg:  $\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_y} = 1$  (Eq. 2.1.3.3)
- Critério de Escoamento:  $\sigma_a + \sigma_m = S_y$  (Eq. 2.1.3.4)



**Figura 2.1.3.3: Critérios de falha por fadiga representando um número específico de ciclos. [11]**

Onde:

- $S_e$ : é o limite de resistência à fadiga;
- $S_f$ : a resistência à fadiga;
- $\sigma_a$ : amplitude de tensão;
- $\sigma_m$ : tensão média;
- $S_u$ : limite de resistência à tração;
- $\sigma_y$ : tensão de escoamento.

## 2.2. Influência de Concentradores de Tensão em Fadiga

A presença de descontinuidades ou variações geométricas como furo ou entalhe provocam uma distribuição não uniforme de tensões no entorno da estrutura, gerando uma tensão na região próxima ao entalhe maior do que a tensão média nas regiões mais distantes. Estes concentradores de tensão provocam altas tensões localizadas, um estado triaxial de tensões na ponta da trinca, alta deformação localizada e um aumento do gradiente de deformação local, efeitos importantes e principais responsáveis pela evolução de trincas por fadiga. A resistência à fadiga é extremamente reduzida na presença desses concentradores.

### 2.2.1. Índice $K_t$

Geralmente ao se avaliar e testar corpos de provas contendo entalhes, pode-se avaliar o efeito dos concentradores de tensão. O fator de concentração teórico, indicado pelo índice  $K_t$  é determinado pela razão entre a máxima tensão e a tensão nominal. Este pode ser determinado pela teoria da elasticidade para geometrias simples, porém normalmente pode ser obtido por Tabelas na literatura.

$$K_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{nom}}} \quad (\text{Eq. 2.2.1.1})$$

Corpos de provas maiores, e conseqüentemente entalhes maiores, terão maior área superficial e com isso mais áreas altamente tensionadas e também a variação na geometria do entalhe pode diferenciar os valores de  $K_t$ . Quando se acrescenta outro tipo de variação geométrica, ou entalhe, a um já existente, haverá uma superposição de entalhes. Quando a tensão máxima ( $\sigma_{\max}$ ) excede a tensão de escoamento ( $\sigma_y$ ), a Equação 2.2.1.1 não mais deve ser considerada. No regime plástico devem ser

considerados, separadamente, fatores de concentração de tensão e de deformação, que dependem da forma da curva de tensão-deformação e do nível de tensão ou deformação.

### 2.2.2. Índice $K_f$

Corpos de prova utilizados nos ensaios de fadiga, onde são extraídas as curvas  $S-N$  para determinação da resistência à fadiga, basicamente apresentam uma superfície polidas e isenta de entalhes, ou concentradores de tensão.

As estruturas utilizadas nas aplicações de engenharia não possuem as características padronizadas dos corpos de prova. Os campos de tensões e deformações na vizinhança imediata de um concentrador de tensões tem uma grande influência em como as trincas por fadiga se iniciam e propagam. [12]

Desta forma é interessante se levantar uma curva  $S-N$  com o uso de corpos de prova entalhados e determinar o novo limite de fadiga nesta condição, avaliando a influência do entalhe na vida à fadiga do material. Usualmente, como foi mostrado no item 3.2.1, o índice  $K_t$  é o valor de referência para se avaliar a influência do entalhe, mas ensaios têm demonstrado que a presença de um entalhe em um componente carregado ciclicamente reduz a resistência à fadiga com relação a um componente sem entalhes por um fator  $K_f$  e não  $K_t$ . O fator  $K_f$  é chamado de “fator de redução da resistência à fadiga” e é normalmente definido como a razão entre os limites de fadiga com corpos-de-prova lisos e os entalhados [2].

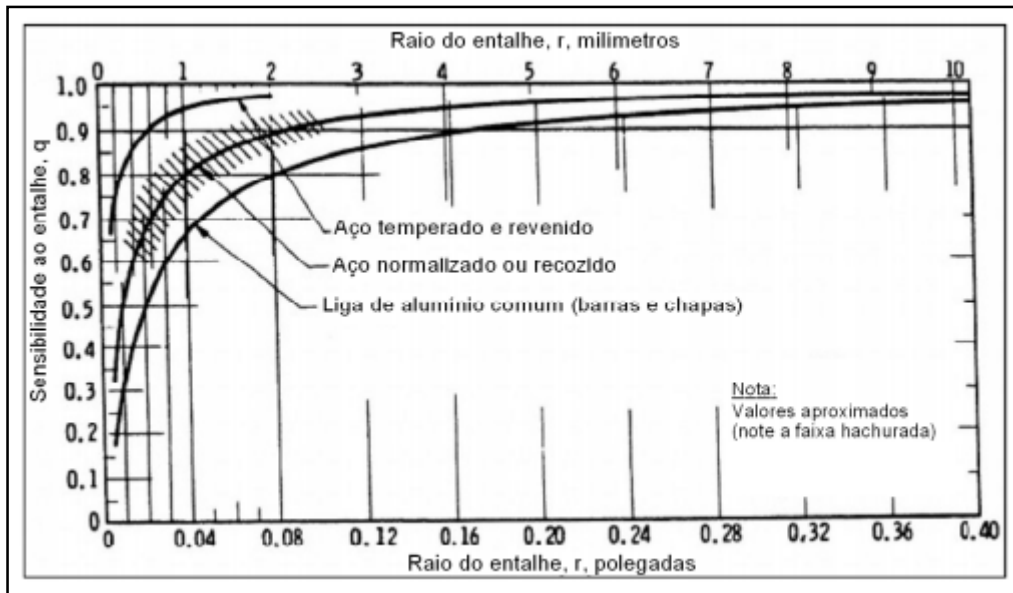
$$K_f = \frac{\text{limite de fadiga sem entalhe}}{\text{Limite de fadiga com entalhe}} \quad (\text{Eq. 2.2.2.1})$$

Experimentos de fadiga mostram que geralmente  $K_f$  é menor do que  $K_t$ , sendo que esta diferença entre os dois aumenta com a diminuição do raio do entalhe e do limite de resistência do material. O valor de  $K_f$  se aproxima do de  $K_t$  para um raio de entalhe maior ou para materiais de maior resistência mecânica.

Nas aplicações usuais o fator de redução de resistência á fadiga  $K_f$  pode ser relacionado empiricamente ao fator de concentrações  $K_t$ , através do chamado "fator de sensibilidade ao entalhe",  $q$ :

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (\text{Eq. 2.2.2.2})$$

Onde  $0 \leq q \leq 1$ , sendo assim, para 0 não há efeito para entalhe, variando até a 1, onde o efeito é o total previsto pela teoria da elasticidade. A Figura 2.2.2.1 ilustra como o fator de sensibilidade  $q$  varia em função do raio do entalhe para alguns materiais.



**Figura 2.2.2.1: Influência do raio do entalhe no fator de sensibilidade à fadiga,  $q$ , para alguns materiais.[13]**

Usualmente em projetos, quando a tensão média é diferente de zero,  $K_f$  deve ser aplicado tanto à amplitude de tensão ( $\sigma_a$ ) como à tensão média ( $\sigma_m$ ) [4]. Essa recomendação pode ser utilizada no caso de materiais dúcteis ou frágeis, desde que o escoamento não seja atingido no entalhe.

### 2.3. Danos Mecânicos em *Risers* Rígidos

*Risers* rígidos são elementos tubulares esbeltos que interligam o poço no fundo marinho à embarcação na superfície do mar, sendo utilizado para escoamento de fluídos petrolíferos. São considerados estruturas de extrema segurança operacional.

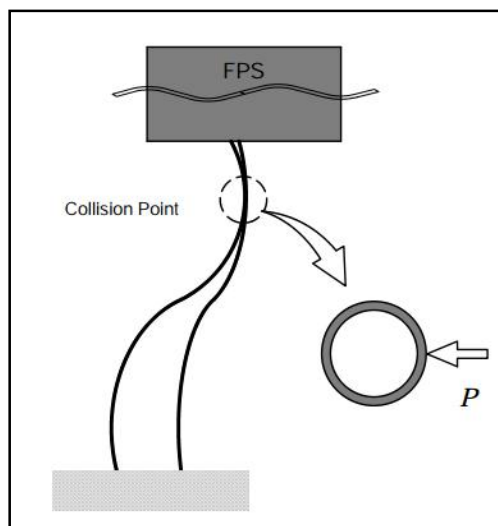
Dano é qualquer das variações do *riser* que pode vir a degradar ou reduzir a habilidade do mesmo de funcionar como intencionado. Todos os danos ocasionados pelo contato entre um *riser* e um objeto, são considerados como danos mecânicos, definidos por danos localizados resultantes deste contato.



Danos mecânicos em dutos e *risers* são associados a defeitos geométricos relativos à mudança de forma, como: ovalizações excessivas; enrugamento/ondulações; amassamento/mossa e flambagem local.[14]

Este dano na maioria das vezes surge associado a grandes deformações plásticas localizadas causadas principalmente por cargas excessivas ou acidentais, como, por exemplo, durante a colisão de *risers* adjacentes em sistemas de águas profundas de produção flutuante (FPS), impacto com objetos em diversas circunstâncias particulares, ou mesmo queda de equipamentos das embarcações.

Os atributos físicos do próprio dano podem variar amplamente no comprimento, largura, profundidade, direção etc. A severidade do dano depende de diversos fatores do próprio dano, do duto ou *riser* e da operação.[15] Para arranjos próximos de "*top-tensioned riser*" (TTR), o comportamento dinâmico desencontrado de *risers* adjacentes (associados por exemplo com a perda parcial de tensão do *riser*) causa diferentes respostas dinâmicas da estrutura.[15] Durante o serviço, o movimento da plataforma e cargas hidrodinâmicas submetem os *risers* a relativos grandes deslocamentos e podem potencialmente causar colisões com *risers* adjacentes e criar regiões com mossas em diversas localizações e orientações ao longo do revestimento externo das estruturas que colidem, como mostrado na Figura 2.3.1.



**Figura 2.3.1: Ilustração esquemática de possíveis colisões entre dois *risers* adjacentes. [15]**

### 2.3.1. Dano Mecânico do Tipo Mossa

Amassamentos ou “mossas” são definidas como alterações geométricas no *riser* causada por agente indentador externo, resultando em deformação plástica localizada. [14]. De acordo com a norma ASME B31.8 [16], a mossa é expressa em termos quantitativos como “o espaço mais profundo da mesma e o prolongamento do contorno original do duto, em qualquer direção”. A curvatura da parede do duto na região da mossa pode ser reduzida, achatada ou reversa (reentrante). Desta forma, o termo mossa também inclui o que também é conhecido como ovalização ou achatamento da seção reta [16].

A Figura 2.3.1.1 mostra um exemplo de mossa encontrada em dutos e *risers*.



**Figura 2.3.1.1: (a) Mossas em duto. [17] (b) Mossa em *riser* ocasionada por interferência externa [11].**

Ainda é muito pouco encontrado na literatura a associação de dano mecânico do tipo mossa em *risers* rígidos. Neste trabalho, serão abordados os aspectos nesse tipo de dano em dutos marinhos, associando as características encontradas nas mossas em dutos às encontradas em *risers* rígidos. Para tal comparação com as duas estruturas, deve-se salientar que ambas experimentam somatório de solicitações dinâmicas distintas, que influenciam diretamente no comportamento de recuperação da seção da mossa. Solicitações cíclicas em dutos marinhos podem ser produzidas por variações da pressão e da temperatura do fluido em escoamento e, no caso de *risers* rígidos submarinos, principalmente, pela ação de ondas, vento e correntes.[18]

Neste trabalho adotou-se como referência o *Pipeline Defect Assesment Manual* da área no que diz respeito à classificação de moσσas. A seguir, está apresentada a classificação das moσσas [19]:

**a) Mossa Simples**

Alteração leve na curvatura da parede do duto sem redução relevante da espessura e não apresenta arranhaduras, entalhes ou outros concentradores de tensão. Essas moσσas suaves não apresentam redução na espessura da parede do tubo (como sulcos e trincas). Entende-se por alteração suave moσσas cujo raio de curvatura nunca são menores que 5 vezes sua espessura.

**b) Mossa Lisa**

A moσσa caracterizada por uma variação suave na curvatura de parede do segmento de duto, ao contrário da moσσa simples, está associada a outros defeitos ou discontinuidades como sulcos, ranhuras, trincas e soldas.

**c) Mossa com vinco**

A moσσa com vinco define-se como mudança abrupta na seção transversal de um segmento de duto onde a região mais afiada possui um vinco com raio de curvatura menor ou igual até cinco vezes a espessura da parede.

**d) Mossa Livre**

Mossa provocada por um indentador. O indentador é retirado do segmento do duto permitindo desta forma a recuperação elástica da moσσa permanecendo apenas a deformação plástica. Desta forma o duto encontra-se livre para se adequar a uma nova geometria devido as forças de variação de pressão, por exemplo. Elas recuperam sua circularidade, total ou parcial, assim que o indentador é retirado. Esse tipo de moσσa pode ser ocasionada pelas principais causas de danos mecânicos em *risers* rígidos, anteriormente citadas.

**e) Mossa contida**

A moσσa que permanece em contato contínuo com o indentador. No entanto o indentador permanece em contato contínuo, sendo desta forma uma restrição rígida, com modificações não livres. Este tipo de moσσa pode não ser percebida em *risers* rígidos, devido ao fato desses situarem-se quase que verticais ao solo, dificultando a possibilidade de permanecerem contidos.

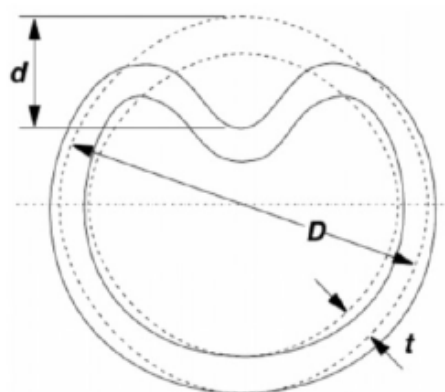
Esta dissertação, assim como maior parte de estudos e pesquisas conduzidas neste tema, terá como base a moσσa livres, simétricas, preparadas artificialmente através de indentação por cilindros ou domos esféricos. Esta abordagem é explicada por ser

especialmente apropriada para repetição em laboratório e também para sua modelagem e reprodução pelo método dos elementos finitos.

### 2.3.2. Influência das Mossas na Vida à Fadiga

Alguns aspectos referentes a dimensões e geometria da mossa, propriedades do material do duto, restrições da mossa e a presença de efeitos localizados adicionais são observados em diversos estudos.

A profundidade da mossa ( $d$ ) é definida como a máxima redução no diâmetro do duto comparada com o diâmetro original, isto é, o diâmetro nominal menos o diâmetro mínimo. Essa definição da profundidade da mossa envolve tanto o dano local como qualquer alteração da seção transversal circular nominal (falta de circularidade ou ovalização). A profundidade relativa da mossa ( $d/D$ ), definida pela razão entre a profundidade da mossa ( $d$ ) e o diâmetro externo do duto ( $D$ ), é um indicador amplamente aceito da severidade do comportamento à fadiga da mossa. A profundidade da mossa é mostrada esquematicamente na Figura 2.3.2.1.



**Figura 2.3.2.1: Definição da Profundidade da Mossa [14]**

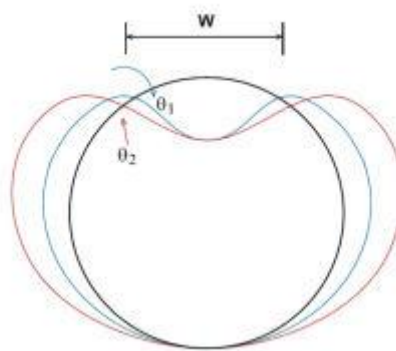
A seguir são comentadas algumas observações relevantes para o estudo encontradas na literatura.[20], [21], [22], [15], [14]

A profundidade caracterizada como um efeito dimensional e geométrico é o principal fator de influência sobre a vida à fadiga em mossas simples, uma vez que a concentração de tensão e deformação resultante aumenta proporcionalmente com o aumento da profundidade da mossa, reduzindo, assim, sua vida à fadiga.

As mossas também podem ser classificadas de acordo com seu comprimento como longas ou curtas, já que em mossas curtas a máxima concentração de tensão ocorre em sua periferia (nos bordos) e na mossas longas, a máxima concentração de

tensão ocorre no seu centro. Além disso, para uma mesma profundidade a concentração de tensão em uma mocha longa é maior do que aquela em uma mocha curta. Assim, as mochas longas mostram-se muito mais críticas quanto à fadiga quando comparadas a mochas curtas de mesma profundidade.

Outro fator relevante é a ovalização do tubo devido à introdução da mocha, representada na Figura 2.3.2.2. Quanto menor for a ovalização da seção do duto, menor será a vida à fadiga do mesmo. Isto ocorre, pois quanto menos ovalizado, maiores serão as tensões de flexão induzidas no ponto de maior profundidade, devido às variações de curvatura mais abruptas (aumento da acuidade), aumentando a concentração de tensão.



**Figura 2.3.2.2: Ovalização da seção danificada. [14]**

As propriedades do material do duto também influenciam na vida à fadiga, já que as mochas apresentam recuperação de sua circularidade após aplicação de pressão interna e esta está diretamente ligada a resistência do material; quanto maior a resistência do material, menor a vida à fadiga, pois o retorno elástico da mocha é menor.

Observando o efeito da rigidez do duto, nota-se que para uma mesma profundidade inicial da mocha, quanto menor a rigidez do duto, menor será a profundidade da mocha após a recuperação da circularidade, e sendo assim maior sua vida à fadiga.

Tensões residuais geradas na região danificada no decorrer do processo de introdução da mocha, também devem ser consideradas, sendo estas geradas devido as deformações plásticas. As tensões residuais se apresentam compressivas na superfície externa do duto e trativas na superfície interna.

Quanto maior for a tensão média (estática), resultante da pressão interna causada pelo fluido no interior do duto, maior será a recuperação parcial da circularidade da região danificada. Essa recuperação é chamada de “*rerounding*” na literatura. Nesse

caso, para uma mesma variação de tensão (pressão interna cíclica), quanto maior a tensão média (pressão constante), maior a redução da profundidade inicial da mocha (não restringida) com o número de ciclos (“*ratcheling*”), o que tem um efeito favorável, resultante em maior vida à fadiga.

O efeito de concentradores de tensão localizados em combinação com a mocha, também é relevante, pois a presença destas com as mochas potencializa a existência do dano mecânico; quando ocorre uma mocha e um outro concentrador de tensão (sulco, trinca, cordão de solda), é considerado como a forma mais severa de dano mecânico, e a vida à fadiga pode ser significativamente reduzida.

### 3. PROJETO E FABRICAÇÃO DO APARATO EXPERIMENTAL

A principal característica do aparato é a possibilidade de simulação e análise experimental de um modelo de *riser* rígido com danos mecânicos, em escala reduzida, submetido à pressão interna e a flexão alternada, permitindo investigar as deformações experimentadas pela região danificada sob esta combinação de carregamentos. Para tal foi projetada uma estrutura com características específicas que pudessem traduzir com a maior realidade essas solicitações, usando como fonte de excitação o movimento vibratório produzido pelo equipamento *Shaker*. A estrutura conectada ao tubo, foi implementada de modo a simular um *riser* engastado em uma de suas extremidades, enquanto a extremidade oposta fosse passível de experimentar movimentos no eixo vertical acompanhados de baixa pressão interna constante.

#### 3.1. Requisitos do Projeto

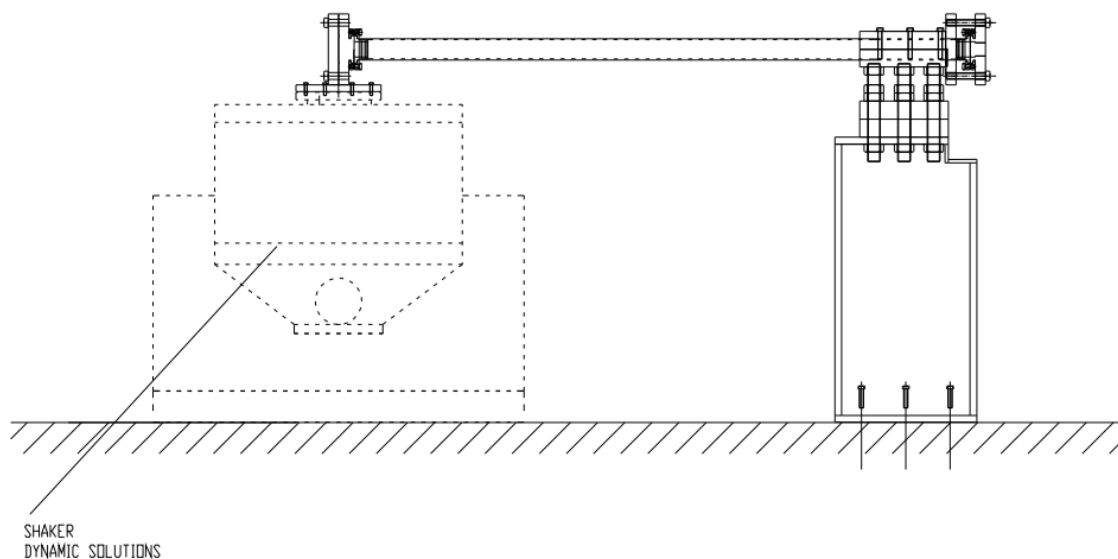
O projeto foi iniciado com o detalhamento dos requisitos necessários para a construção, funcionamento e operação corretos do aparato experimental. Os requisitos de projeto foram baseados nas variáveis relevantes verificadas na Revisão Bibliográfica e no movimento reproduzido pela mesa vibratória do *Shaker*. Variáveis relevantes, como altura da estrutura metálica, frequência excitadora e amplitudes do movimento vertical tiveram que ser determinadas e ajustadas. Desta forma, inicialmente foi estudado o movimento reproduzido pelo equipamento *Shaker* para adequação do aparato experimental. Os principais requisitos estão a seguir:

- O comprimento ideal para o tubo experimental foi determinado por cálculos de força em função da tensão a ser gerada no comprimento total do tubo, estimando a força vertical que o *Shaker* é capaz de suportar.
- Os critérios para o projeto de fabricação e montagem, consideraram fatores como custo da estrutura, peso da estrutura e componentes de montagem, localização dos componentes e dimensões das peças estruturais.
- As dimensões e a geometria do aparato de testes, bem como seu posicionamento na sala do laboratório teve que ser estudado para encaixe e melhor aproveitamento do espaço, considerando-se o comprimento do tubo e dimensões da estrutura metálica.
- Estipulou-se a aplicação de uma pressão interna constante durante os testes experimentais, de forma a representar condições operacionais.

- Foi determinada a utilização de uma unidade Hidráulica para enchimento do tubo com água e pressurização com controle de pressão.
- Verificou-se a necessidade de uma purga com válvula agulha para remoção do ar remanescente para enchimento total do tubo com água.
- Projeto de um "enrijecedor" para tornar suave a transição a partir da "engastada" do tubo até a parte livre.
- Foi definida a utilização de um sistema de aquisição de dados para que a pressão aplicada no tubo e o deslocamento do movimento vertical vibracional do *Shaker* possam ser medidos, além de sua utilização na leitura das deformações sofridas nas regiões do tubo a serem danificadas. O sistema de aquisição de dados consiste de transdutor de pressão, um transdutor de deslocamento e de um conjunto de extensômetros posicionados nas regiões de interesse para estudo, interligados a um sistema de coleta e armazenagem de dados, para a posterior interpretação dos resultados experimentais.

### 3.2. Concepção do Aparato Experimental

Com os requisitos de projeto, restrições, e parâmetros definidos, o conceito inicial do aparato experimental pode ser apresentado. A Figura 3.2.1 mostra o projeto conceitual do aparato, apresentando o layout preliminar do aparato de teste, conectando o equipamento *Shaker* ao tubo de teste, e este à base engastada.



**Figura 3.2.1: Montagem do Aparato de Teste Interligado ao Tubo e Equipamento *Shaker* eletro-dinâmico**

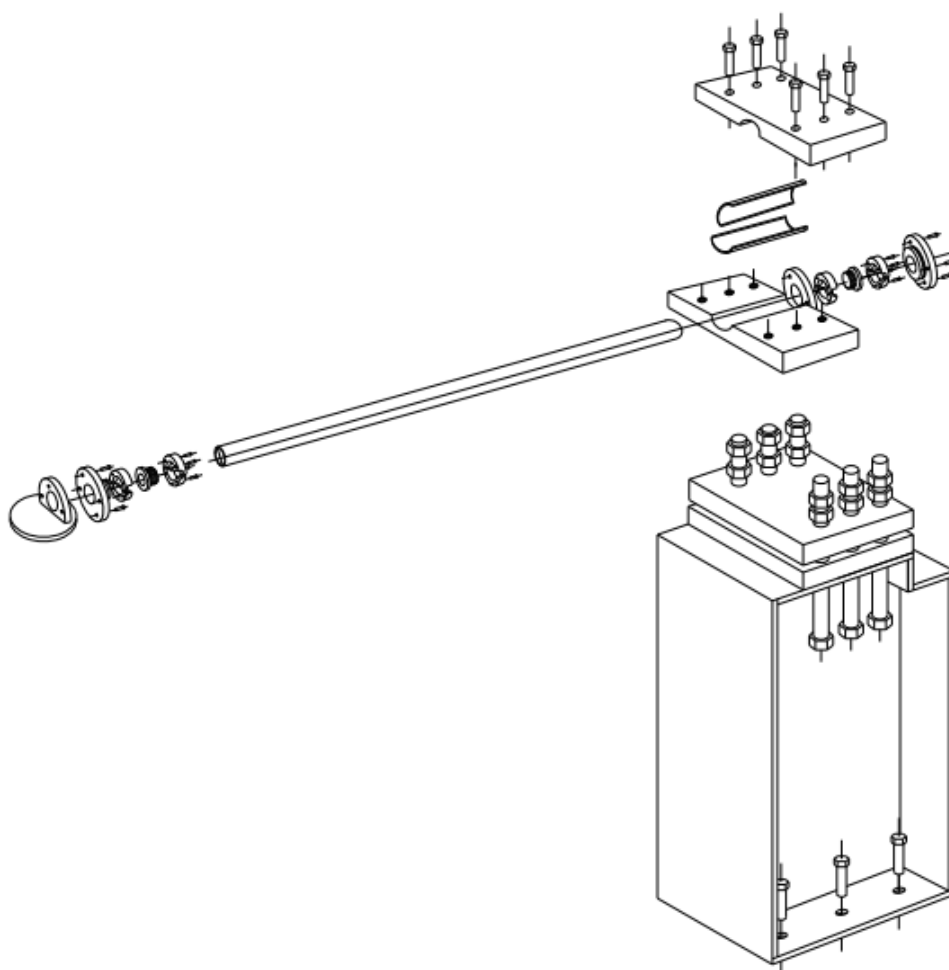


O dispositivo foi projetado para permitir ajuste fino de altura com a mesa geradora de movimentos verticais, bem como com a possibilidade de substituição do modelo, para teste com diâmetro definido, e sua respectiva pressurização interna.

O aparato projetado para os testes é composto de uma estrutura rígida, ancorada ao piso, montada a um bloco guia para as barras roscadas, que funcionam como um fuso para regular a altura da estrutura, que conectam-se a um mecanismo mecânico de travamento do tubo. Entre o tubo e o travamento há uma espécie de "enrijecedor" de pequena espessura, com leve conicidade e de material mais elástico do que o tubo, de forma a absorver e suavizar as tensões ao longo da superfície engastada que "aprisiona" o tubo que está sendo testado, conferindo perfeita fixação a este.

Na extremidade engastada, o tubo é conectado a um flange que contém uma "cabeça de vedação" aprisionada por uma estrutura bipartida que prende esta ao flange, e ainda, uma entrada para pressurização interna do tubo.

Na outra extremidade, uma base é aparafusada ao equipamento *Shaker* e soldada a um flange com uma "cabeça de vedação" que veda o sistema. Ainda nesta "cabeça de vedação" foi preparada uma purga para eliminar o ar através de uma válvula agulha durante o enchimento do tubo com água. A Figura 3.2.2 mostra em perspectiva toda a montagem do conjunto.



**Figura 3.2.2: Vista do aparato em perspectiva.**

### **3.3. Componentes do Aparato Experimental**

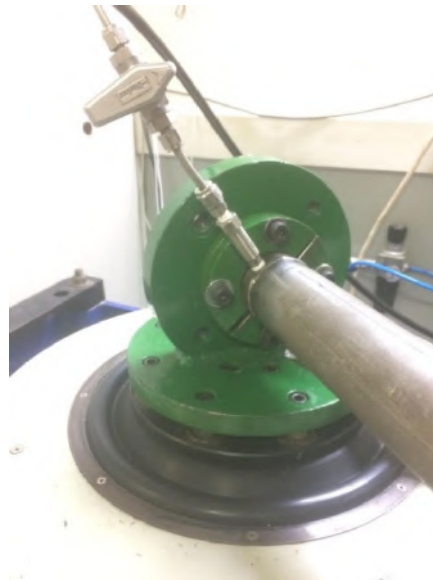
#### **3.3.1. Estrutura Metálica**

O projeto de fabricação e montagem foi elaborado de forma detalhada e com desenho individual de cada elemento que compõe toda a estrutura, contendo todas as informações necessárias como geometria, dimensões, detalhamento da fixação dos componentes e correto posicionamento durante a montagem da estrutura.

Toda a estrutura metálica foi fabricada com aço carbono de construção mecânica SAE 1020, sendo os elementos de fixação dimensionados de acordo com sua solicitação em serviço. A Figura 3.3.1 mostra detalhes da estrutura metálica: (a) montagem das barras roscadas para ajuste de altura, e (b) flange que conecta tubo ao *Shaker* e detalhe da estrutura projetada para purga de ar no enchimento de água no tubo. A Figura 3.3.2 mostra a montagem final do aparato com o modelo experimental.

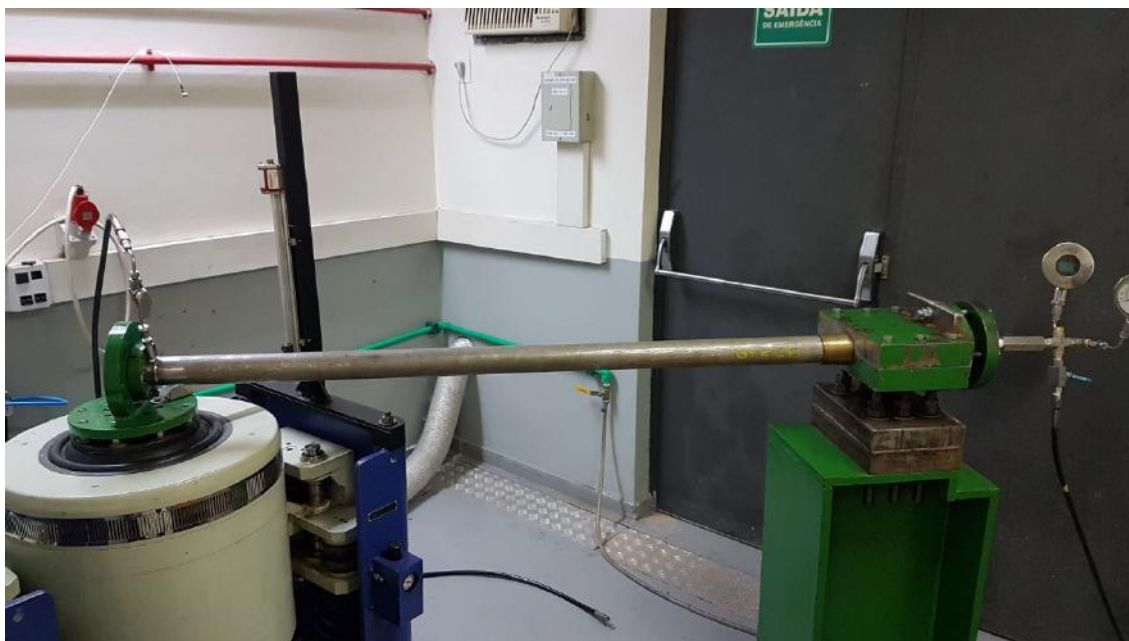


**Figura 3.3.1 (a): Montagem das barras rosqueadas para ajuste de altura.**



**(b)**

**Figura 3.3.1 (b): Flange que conecta tubo ao *Shaker* e detalhe da estrutura projetado para purga de ar no enchimento de água no tubo.**



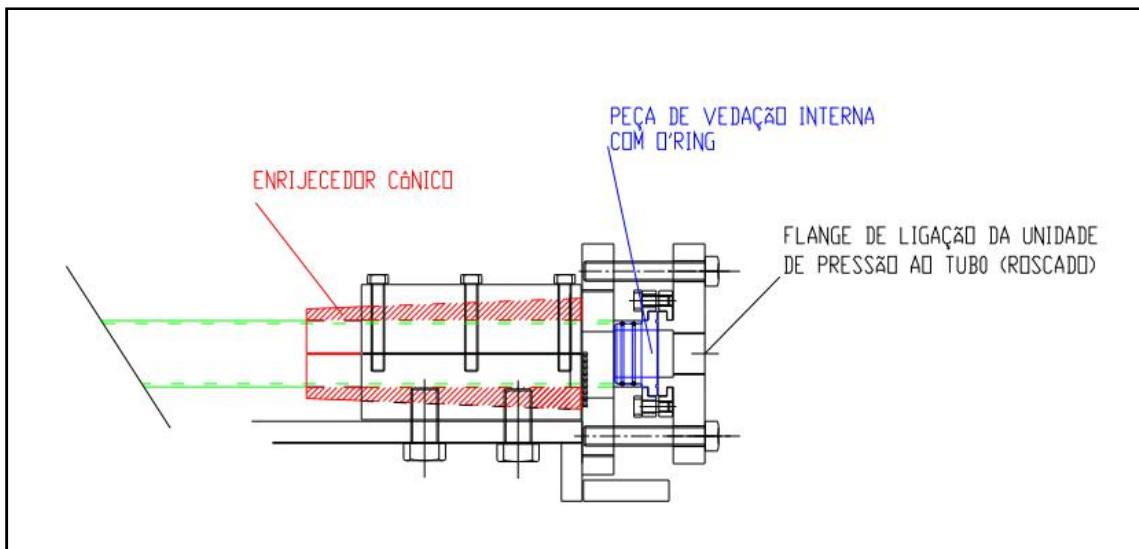
**Figura 3.3.2: Montagem final do aparato com o modelo experimental.**

### **3.3.2. "Enrijecedor" Bi-partido Cônico**

O enrijecedor bi-partido cônico, foi projetado para suavizar a concentração de tensões na transição entre o comprimento livre do tubo e na parte em que este é restringido pelo mecanismo de travamento, que é conectado ao flange e a uma peça de vedação interna. Tal montagem, através de outro flange conectado à unidade de pressão, concede vedação para pressurização interna do tubo com água.

O enrijecedor, por ser fabricado com um material denominado latão, uma liga metálica de cobre e zinco, concede maior maleabilidade a esta parte do aparato.

Para o projeto do enrijecedor, foi conduzida uma breve análise numérica preliminar para verificar o comprimento, espessura e conicidade adequados para minimizar a concentração de tensões. A Figura 3.3.2.1 apresenta em (a) detalhamento do enrijecedor e em (b) enrijecedor fabricado.



**Figura 3.3.2.1 (a): Enrijecedor bi-partido cônico. Detalhamento do enrijecedor.**



**(b)**

**Figura 3.3.2.1 (b): Enrijecedor fabricado.**

### **3.3.3. Unidade Hidráulica**

Unidade hidráulica com bomba hidráulica, montada com válvula de alívio, válvula de bloqueio e controle de pressão. Esses componentes são utilizados para correto procedimento de enchimento e pressurização do tubo durante o teste no aparato.

Com o sistema de pressurização é possível determinar a exata pressão necessária para o teste e calibrá-la, quando necessário, com as válvulas de auxílio. A Figura 3.3.3.1 mostra a unidade utilizada.



**Figura 3.3.3.1: Unidade Hidráulica.**

#### **3.3.4. Transdutor de Deslocamento, Transdutor de Pressão e Suporte para o Transdutor de Deslocamento**

Para aquisição dos deslocamentos verticais, foi utilizado um transdutor de deslocamento LVDT (*Linear Variable Differential Transformer*) para aquisição dos movimentos verticais. No entanto, para que este trabalhasse em conjunto com o movimento do *Shaker*, foi necessário fabricar e preparar um suporte específico. O suporte foi posicionado na mesa de apoio do *Shaker*, e a precisão do LVDT foi calibrada em zero de acordo com a posição estática da mesa e estipulado um comprimento máximo para deslocamento de 50 mm.

O LVDT é importante para aquisição dos deslocamentos transmitidos pela mesa vibratória ao tubo, e também para a comparação com a deflexão estudada no modelo numérico.

O transdutor de pressão é utilizado para medir a pressão que será imposta internamente ao tubo durante o teste experimental. A sensibilidade desse sensor permite um ajuste fino para manter a pressão constante definida durante o teste.

A Figura 3.3.4.1 mostra o suporte para o sensor e o LVDT.



**Figura 3.3.4.1: Suporte para o LVDT e LVDT.**

### **3.3.5. Equipamento *Shaker***

Para a realização dos testes foi utilizado um equipamento denominado *Shaker* eletro-dinâmico, fabricado pela *Dynamic Solutions*. O *Shaker* consiste em um tipo de atuador capaz de gerar movimentos lineares em uma plataforma de testes, com amplitude, frequência e aceleração definidas pela excitação elétrica, comandada por um *software* de controle. Esse tipo de equipamento pode ser utilizado na realização de ensaios de fadiga em corpos de provas, submetendo-os a tensões mecânicas definidas pelos movimentos da plataforma de testes. A Figura 3.3.5.1 mostra o conjunto que compõe o equipamento.





**Figura 3.3.5.1: Conjunto que compõe o equipamento *Shaker* eletro-dinâmico.**

O equipamento *shaker* da *Dynamic Solution* DS-2200VH/9-10 trata-se de uma mesa vibratória controlada por um software com um sistema de controle de vibração executado pelo hardware *Spider* da *Crystal Instruments*.

Principais características do modelo utilizado deste equipamento: [25]

- Frequência de trabalho: 1 a 3.000 Hz;
- Deslocamento máximo (pico-pico): 50,8 mm;
- Velocidade máxima: 1,8 m/s;
- Aceleração máxima: 100 g, onde g é a aceleração da gravidade.

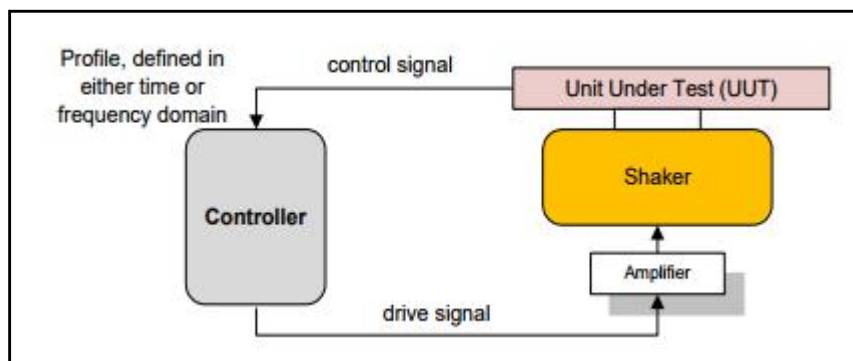
O modelo de controlador em questão é o *Spider* -81B, que foi projetado para atender aos requisitos dos testes básicos de aplicações de vibração. Possui 4 entradas, 1 saída e 4 pares de E / S digitais que podem ser configurados, sem sacrificar o desempenho do sistema e com proteção quanto a falhas. Os módulos de hardware *Spider* -81 possuem entradas de tensão, carga e IEPE que são ideais para choque, vibração e medição acústica ou de propósito geral para medição de tensão.

O sistema digital de controle de vibração é um sistema computadorizado que conduz o controle em circuito fechado do sistema de vibração da mesa do *shaker*. Gera um sinal eletrônico para um amplificador de agitação que fornece o sinal de direção a um agitador eletrodinâmico. A resposta de vibração na unidade em teste é então alimentada de volta ao controlador de vibração a partir de transdutores que medem a



aceleração. O controlador ajusta a saída da unidade de modo que o sinal de controle esteja em conformidade com as características especificadas no domínio do tempo ou frequência.

O diagrama de blocos representado na Figura 3.3.5.2, mostra o controle em circuito fechado do processo. Sensores como os acelerômetros são usados para medir a resposta da unidade de teste e fornecer o sinal de controle.



**Figura 3.3.5.2: Diagrama de conexão do Hardware. [25]**

No modelo de teste proposto foi administrado apenas um canal de entrada, o qual controla o acelerômetro colocado sobre o flange que conecta o tubo testado à mesa do *Shaker*.

O software EDM (*Engineering Data Management System*) é a interface entre usuário e controlador utilizada para gerenciamento de dados, processamento de mensagens, visualização, relatório e conexão entre o hardware, o PC e o sistema de armazenamento de dados. A Figura 3.3.5.3 mostra a tela inicial do programa, na qual define-se o tipo de teste que será utilizado.



**Figura 3.3.5.3: Tela inicial do *software* de interface para seleção de modelo de teste no *Shaker*.**

Existem diferentes tipos de teste de controle de vibração, incluindo *Swept Sine* (Teste de varredura de frequência) que ainda podem ser definidos como *Resonant Search Test* (teste de varredura de ressonância) e *Dwell* (teste com frequência constante), *Random Test* (teste randômico com frequências aleatórias) e *Classic Shock Tests* (teste de choque clássico).

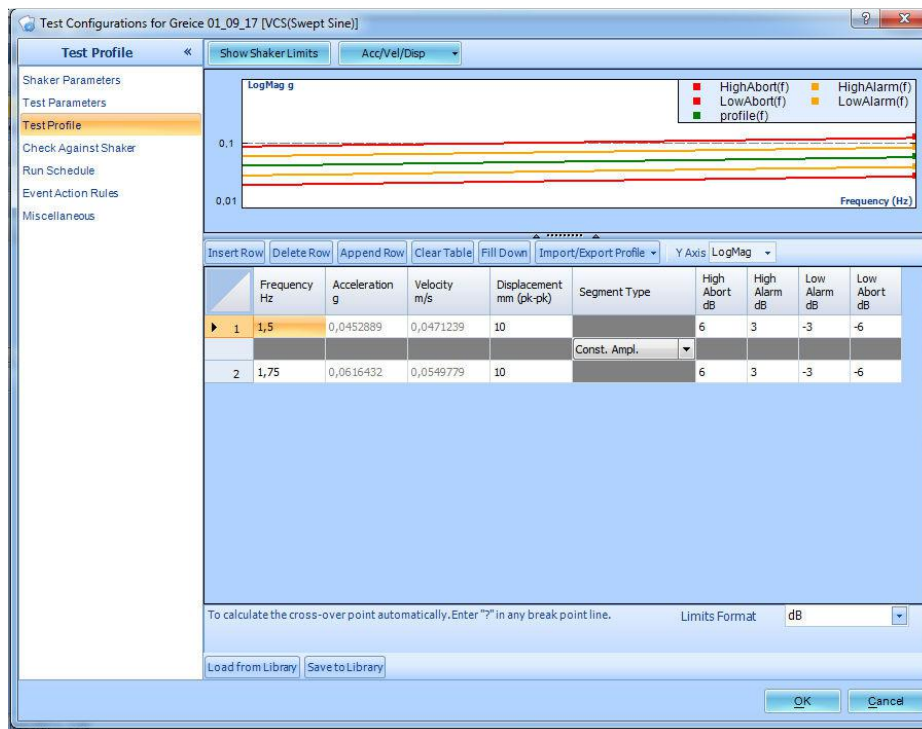
Um teste *Swept Sine* gera apenas uma frequência e varre esta frequência através de um intervalo pré-definido. O *feedback* do sinal de controle é então usado para ajustar a amplitude de saída de modo que a amplitude de resposta do UUT corresponda a um perfil de teste. O perfil de teste é um gráfico de amplitude (geralmente definido como pico a pico de aceleração) versus à frequência. O *Resonant Search and Dwell*, é uma extensão do teste *Swept Sine*.

O modelo determinado para teste foi *Dwell* (frequência constante), de modo a facilitar o estudo do movimento nas condições experimentais propostas e comparação com o modelo numérico, que será exposto no Capítulo 6; com este é possível traduzir de forma aproximada um movimento vertical, tal qual no modelo numérico e ainda

definir uma baixa frequência, mantendo uma continuidade dos ciclos para que possa ser experimentado um carregamento cíclico para estudo das tensões envolvidas.

Para criar um novo teste é necessário determinar alguns parâmetros de entrada no controlador. Para o teste desenvolvido, na configuração do teste foram configurados parâmetros de análise, cronograma de execução, as regras de eventos e outras configurações.

1. Parâmetros do *Shaker*: são atribuídos valores de parâmetros do modelo utilizado como: pico de força, pico de aceleração, máxima velocidade, máximos deslocamentos positivos e negativos, orientação direcional, máximo pico de voltagem de comando, mínima e máxima frequências de comando e peso da carcaça.
2. Parâmetros e perfil do Teste: são definidas frequências máxima e mínima e deslocamento pico a pico para o teste a amplitudes constantes. A cada configuração de teste eram alterados estes parâmetros. Para os limites mínimos e máximos de aborto e alarme do teste foram mantidas as configurações padrão do programa. A Figura 3.3.5.4 mostra a tela para definição desses parâmetros.



**Figura 3.3.5.4: Definição de parâmetros e perfil de teste.**

3. Cronograma de execução: são definidas a frequência, duração e velocidade do teste.

## 4. ANÁLISE COM MODELOS EXPERIMENTAIS

### 4.1. Introdução

Neste capítulo são detalhados todos os testes experimentais realizados no Laboratório de Tecnologia Submarina (LTS) da COPPE/UFRJ com o objetivo de avaliar as deformações experimentadas em modelos de *risers* com dano, submetidos deflexão vertical cíclica e pressão interna constante.

Foram realizados testes para simulação dos danos, sendo, três indentações em cada um dos dois modelos em escala reduzida, de modo a simular o dano. Com o modelo preparado pode-se instrumentá-lo com extensômetros, avaliando o comportamento da deformação na região danificada durante os movimentos cíclicos impostos pelo equipamento *Shaker*.

### 4.2. Seleção do Material do Modelo de *Riser*

A seleção do material para fabricação do modelo de *riser* foi feita de acordo com características dimensionais e propriedades do material, sendo o aço inoxidável AISI 316L, o selecionado para a fabricação dos modelos.

Por tratar-se da mesma tiragem de material, as propriedades mecânicas do aço foram determinadas segundo procedimento executado por [23], através de testes de tração, utilizando corpos de prova fabricados a partir do corte de tubos de aço inoxidável. O aço inoxidável é uma liga de vários elementos químicos, sendo os principais o ferro e o carbono. Esse tipo de aço contém pelo menos 10,5% de cromo, com composição química balanceada para ter uma melhor resistência à corrosão. Foram fabricados quinze (15) corpos de prova para os testes de tração.

A nomenclatura usada para os corpos de prova de aço é definida como TX-Y, onde TX indica o tubo do qual o corpo de prova foi retirado, podendo variar de 1 a 5, e Y indica o número do corpo de prova de determinado tubo, podendo variar de 1 a 3.

Os testes foram realizados em uma máquina servo-hidráulica (Instron - série 8802), prescrevendo-se os deslocamentos de forma a assegurar uma taxa de deformação de aproximadamente  $2,64 \times 10^{-4} s^{-1}$ . Os testes de tração foram conduzidos de acordo com a norma ASTM E8M [24].

Para que os parâmetros elásticos do material fossem levantados com precisão foram fixados extensômetros elétricos (“*strain gages*”) sobre os corpos de prova. Os

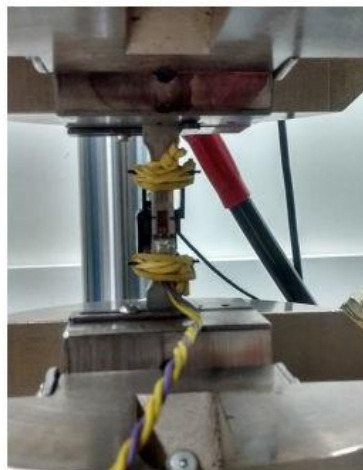
extensômetros elétricos utilizados são da série *KFG* (2 mm) do fabricante Kyowa. O comportamento do material também foi avaliado com o uso de “*clip gage*” com abertura inicial de 25 mm, posicionado na região central dos corpos de prova.

A Figura 4.2.1 mostra um dos testes de tração realizado com o aço.

As propriedades médias de cada tubo de aço obtidas nos testes de tração são apresentadas na Tabela 4.2.1, onde  $E$  é o módulo de elasticidade, UTS é a tensão última, alongamento é a deformação do corpo de prova no ponto de maior tensão do teste,  $\sigma_p$  é limite de proporcionalidade e  $\sigma_y$  é o limite de escoamento.



(a)



(b)



(c)



(d)

**Figura 4.2.1: Teste de Tração do aço. (a) Corpo de prova antes do teste (b) Visão frontal do corpo de prova antes do teste. (c) Visão lateral do corpo de prova antes do teste. (d) Visão frontal do corpo de prova após o teste.**

**Tabela 4.2.1: Propriedades Mecânicas do Aço.**

<b>Propriedades Médias</b>	<b>E (GPa)</b>	<b>UTS (MPa)</b>	<b>Alongamento (%)</b>	<b><math>\sigma_p</math> (MPa)</b>	<b><math>\sigma_y</math> (MPa)</b>
<b>T1</b>	223	636	47,4	263	305
<b>T2</b>	206	646	49,3	272	322
<b>T3</b>	213	647	51,9	290	328
<b>T4</b>	183	636	52,1	273	297
<b>T5</b>	195	711	68,7	263	302
<b>Média</b>	204	655	53,9	272	311
<b>Desvio Padrão</b>	15	31	8,5	11	14

### **4.3. Análises Preliminares**

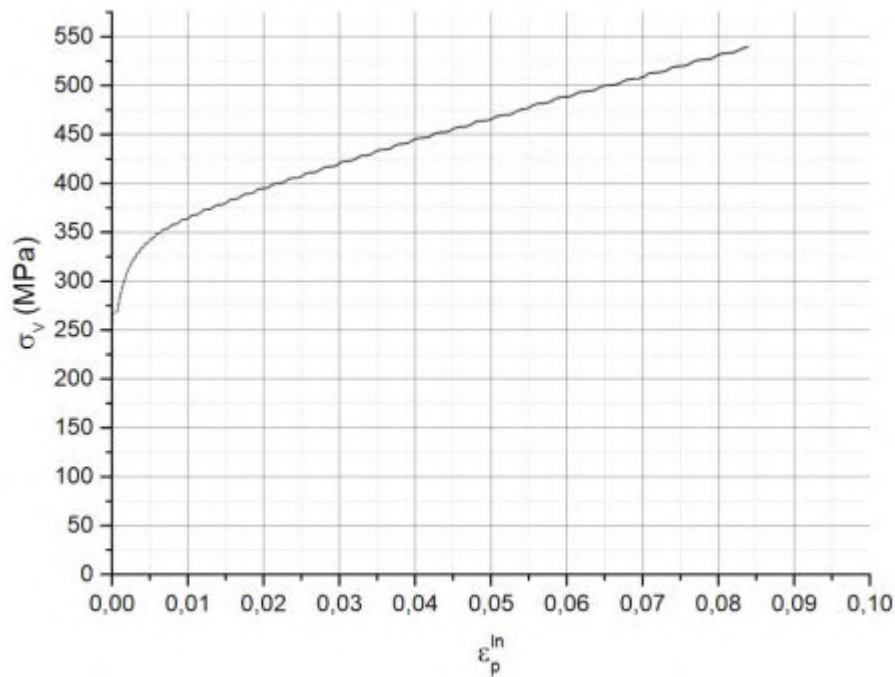
#### **Simulação dos danos**

A simulação dos danos, bem como simulação do teste, foi estudada previamente por um modelo numérico desenvolvido em conjunto com a aluna de graduação de Engenharia de Petróleo da UFRJ, Camilla Harumi Orlandi Ito, que será detalhado no Capítulo 5. Para determinar os parâmetros dos testes experimentais foi necessário realizar análises numéricas preliminares, utilizando o modelo numérico desenvolvido.

Os resultados dessas análises foram considerados na comparação com os resultados experimentais obtidos, a distância entre os danos também foi verificada a fim de evitar a interação entre os campos de tensões dos mesmos.

#### **Instrumentação dos modelos**

O posicionamento mais adequado dos extensômetros foi verificado na simulação numérica do modelo de elementos finitos desenvolvido. Nas simulações, o diâmetro e a espessura do modelo numérico foram adotados como médias das dimensões medidas. As propriedades dos materiais foram adotadas de acordo com as propriedades médias obtidas nos testes de tração. Para a definição do comportamento plástico do aço foi adotada uma curva média de tensão real versus deformação plástica logarítmica considerando as curvas de tensão-deformação obtidas nos testes de tração, ilustrada na Figura 4.3.1



**Figura 4.3.1: Curva de tensão real versus deformação plástica logarítmica adotada no modelo numérico.**

#### **4.4. Teste de Simulação dos Danos**

Os testes de simulação de danos foram realizados com o objetivo de introduzir mostras similares às provocadas devido ao contato entre *risers*, ou até mesmo impacto de objetos. Para estes testes, foi montado um aparato experimental que foi detalhado em 4.4.3. A introdução dos danos foi feita em dois modelos tubulares.

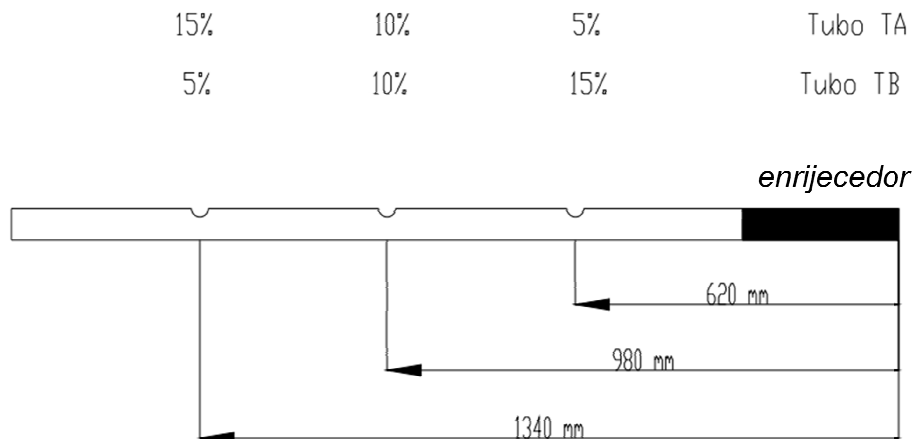
Foram definidos 3 pontos para aplicação do dano ao longo do comprimento do tubo, de modo a obter um espaçamento igual entre os danos e aproveitar ao máximo o comprimento útil do tubo.

##### **4.4.1. Definição dos Pontos de Introdução dos Danos**

Os pontos de introdução dos danos foram definidos de acordo com a Figura 4.4.1.1, na qual de modo ilustrativo é representado os pontos de introdução dos danos e o planejamento das profundidades dos danos para os modelos, com as respectivas distâncias de aplicação.

Para o primeiro dano foi definida a distância de 620 mm da extremidade considerada engastada, para o segundo dano, 980 mm desta mesma extremidade e para o terceiro dano 1.340 mm da mesma extremidade de referência dos danos anteriores.

Para a simulação dos danos, foram considerados deslocamentos do punção que resultassem em danos (mossas) com profundidades residuais nominais correspondentes a 5%, 10% e 15% dos diâmetros externos médios dos modelos tubulares que foram utilizados.



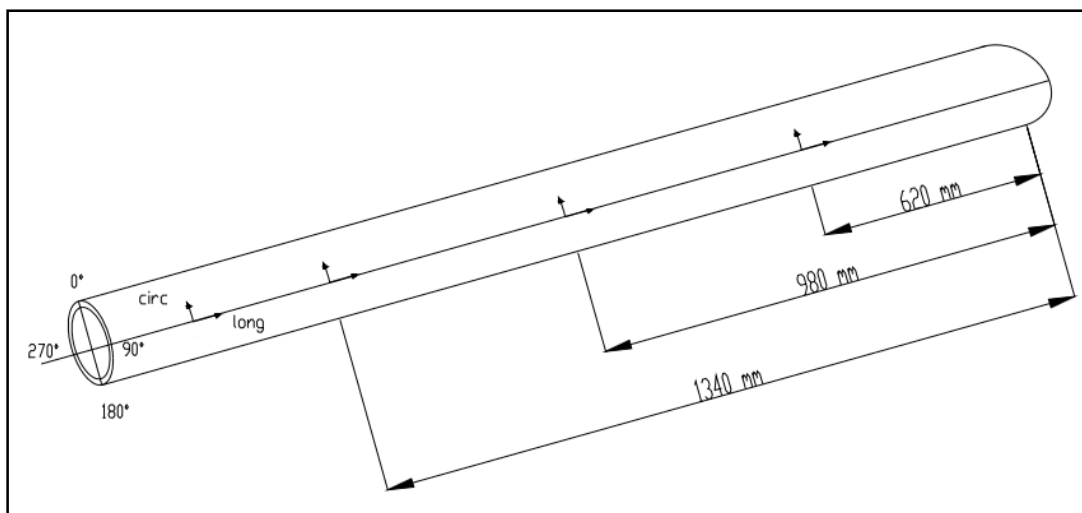
**Figura 4.4.1.1: Pontos de indentação nas 2 configurações de modelo de teste.**

#### **4.4.2. Propriedades Geométricas dos Modelos Tubulares**

Foram produzidos dois modelos tubulares (TA e TB) reduzidos a partir de uma vara de aço inoxidável (“*schedule*” 10) com 6 m de comprimento e com espessura e diâmetro externo nominais de 2,77 mm e 60,33 mm, respectivamente.

Antes da realização dos testes, foram medidos o diâmetro externo ( $D$ ) e a espessura ( $t$ ) de cada modelo. O diâmetro externo foi medido com um paquímetro nas posições definidas para os três danos para cada modelo, defasadas de 90 graus ( $0^{\circ}$ - $180^{\circ}$  e  $90^{\circ}$ - $270^{\circ}$ ) em torno da circunferência das três seções transversais definidas como pontos de introdução de danos. A Figura 4.4.2.1 mostra a esquematização do mapeamento feito nos modelos tubulares para retirada das medidas.





**Figura 4.4.2.1: Seções Consideradas no Mapeamento dos Modelos Tubulares.**

Um micrômetro foi usado para medir as espessuras nas duas seções das extremidades, para as mesmas posições em que os diâmetros foram medidos. As dimensões médias obtidas são mostradas na Tabela 4.4.2.1. Os modelos possuem um comprimento longitudinal ( $L$ ) de 1.700 mm, correspondente aproximadamente a 28  $D$ .

**Tabela 4.4.2.1: Dimensões médias dos modelos.**

Modelo	D (mm)	t (mm)
TA	60,38	2,73
TB	60,35	2,73

#### **Definição dos deslocamentos do punção para simulação dos danos:**

Com os diâmetros médios de cada modelo tubular, pode-se obter os deslocamentos do punção para cada profundidade de dano residual estipulada. A Tabela 4.4.2.2 mostra os resultados encontrados.

**Tabela 4.4.2.2: Resultados para determinar o deslocamento do punção para as indentações no tubo.**

Modelo	Profundidade do dano (%)	Distância da base engastada (mm)	Deslocamento do punção (mm)
TA	5	620	3,02
	10	980	6,04
	15	1.340	9,06
TB	5	1.340	3,02
	10	980	6,06
	15	620	9,05

#### 4.4.3. Introdução dos danos

Para a introdução dos danos foi montado um aparato experimental composto de uma máquina servo hidráulica (Instron – série 8802) provida de uma barra cilíndrica com extremidade esférica, com 63,2 mm de diâmetro, e uma mesa de suporte rígida.

O modelo era posicionado sobre a mesa rígida de forma que a massa fosse introduzida na direção radial. Durante a realização do teste, o punção (barra cilíndrica) era mantido fixo enquanto a mesa rígida era deslocada verticalmente até a distância estipulada. O deslocamento da mesa rígida era controlado e monitorado pela máquina servo-hidráulica através de um transdutor eletrônico de deslocamento (LVDT). O deslocamento foi determinado de acordo com os resultados obtidos para os deslocamentos do punção para cada profundidade de dano requerida, sendo a velocidade do teste de 1 mm/min. Ao final do teste, a força aplicada era aliviada até 0 e a mesa rígida era deslocada até a sua posição inicial. O contato entre o punção e o modelo foi estabelecido na parte superior do modelo (Fig. 4.4.2.1), de forma que a massa fosse introduzida, na direção radial, no sentido de 0° a 180°. Ao longo dos testes, os sinais do transdutor eletrônico de deslocamento (LVDT) da máquina eram transferidos para um sistema computadorizado de aquisição de dados. Na Figura 4.4.3.1 (a), é mostrada a montagem geral do teste e na Figura 4.4.3.1 (b) um modelo antes de ser danificado.

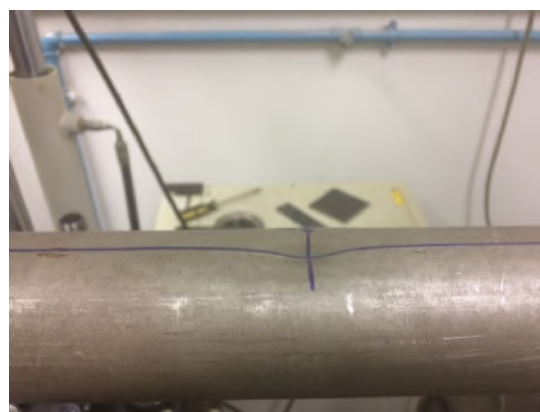
O deslocamento de retorno da mesa é registrado pelo sistema computadorizado, sendo a profundidade da massa verificada por essa distância de retorno e também medida com o uso de um micrômetro tipo B. O micrômetro utilizado da marca Mitutoyo é capaz de fazer medidas de 50 mm a 75 mm, com resolução de 0,01 mm. A massa gerada com o deslocamento do punção de 9,06 mm, equivalente ao dano residual de 15% da média do diâmetro externo do modelo, é mostrada na Figura 4.3.3.1 (c).



**Figura 4.4.3.1 (a): Simulação de introdução de dano. Montagem do teste.**



**(b)**



**(c)**

**Figura 4.4.3.1 (b): Modelo TA antes de ser danificado. (c) Modelo TA após o dano de 9,06 mm.**

Os resultados dos testes de simulação dos danos dos modelos TA e TB são apresentados na Tabela 4.4.3.1 para as simulações de mossa de 5%, 10% e 15%, onde  $d$  é o deslocamento estipulado para o punção,  $D_0$  é o diâmetro externo médio do modelo antes da introdução da mossa, e  $d_f$  a profundidade da mossa (dano residual) após o retorno elástico da região danificada.

**Tabela 4.4.3.1: Deslocamentos do punção, profundidades das mossas e a relação  $d_f/D_0$ .**

Modelo	$D_0$ (mm)	$d$ (mm)	$d_f$ (mm)	Posição do dano: distância da base engastada (mm)	$d_f/D_0$ (%)
TA	60,38	3,02	2,24	620	3,70
		6,04	5,32	980	8,81
		9,06	8,28	1.340	13,71
TB	60,35	3,02	2,65	1.340	4,40
		6,06	5,92	980	9,80
		9,05	8,86	620	14,68

Na Tabela 4.4.3.2, são apresentados os resultados numéricos e experimentais para cada profundidade, onde  $d_{re}$  é o deslocamento depois do retorno elástico. Pode-se notar boa correlação entre as profundidades da mossa após o retorno elástico obtidas nos testes experimentais e nas simulações numéricas.

**Tabela 4.4.3.2: Resultados numéricos e experimentais para cada profundidade de mossa.**

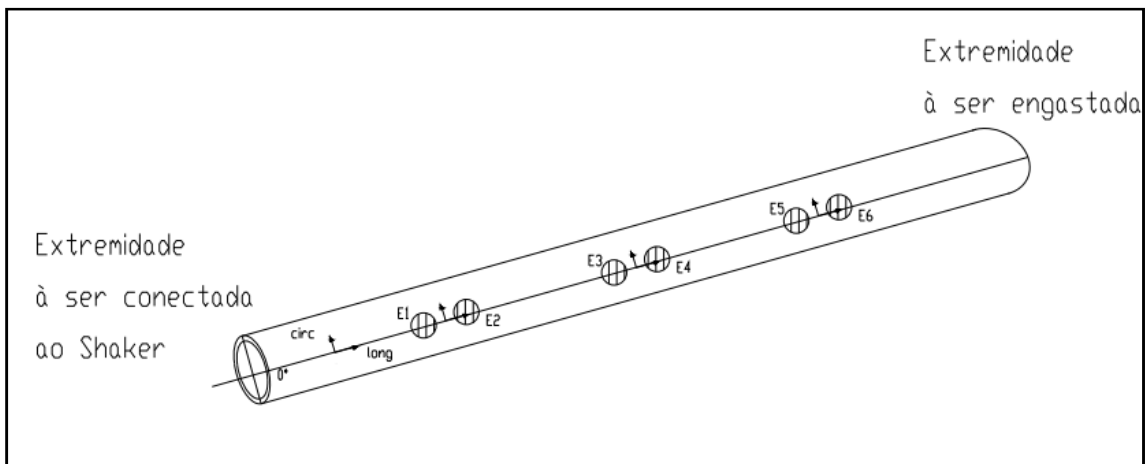
Modelo	$d$ (mm)	Experimental		Numérico		Dif (%)
		$d_{re}$ (mm)	$d_{re}/D_0$ (%)	$d_{re}$ (mm)	$d_{re}/D_0$ (%)	
TA	3,02	2,24	3,70	2,38	3,94	6,25%
	6,04	5,32	8,81	5,26	8,71	-1,13%
	9,06	8,28	13,71	8,28	13,71	0,00%
TB	3,02	2,65	4,40	2,31	3,82	-12,83%
	6,06	5,92	9,80	6,13	10,16	3,55%
	9,05	8,86	14,68	9,20	15,24	3,84%

#### 4.5. Instrumentação dos Modelos

Para investigar o comportamento da deformação ao longo da aplicação de carga de pressão interna somada à deflexão vertical alternada, foram fixados extensômetros elétricos (*strain gages*) sobre a superfície externa dos modelos ao redor da região danificada. Os extensômetros elétricos utilizados são da série *KFG* (2 mm) do fabricante Kyowa.

Cada dano de cada modelo foi instrumentado com dois extensômetros triaxiais (E1, E2; E3, E4 e E5, E6) do tipo roseta, onde os três eixos fazem ângulos de 45° entre si. Cada par de extensômetros foi disposto simetricamente lado a lado, na direção

longitudinal no centro da região danificada. A Figura 4.5.2 apresenta o esquema de instrumentação proposto e a Figura 4.5.3 o modelo TA instrumentado.



**Figura 4.5.2: Esquemática da instrumentação dos modelos.**



**Figura 4.5.3: (a) Modelo TA instrumentado.**



**Figura 4.5.3: (b) Detalhe da instrumentação.**

#### 4.6. Teste com Aparato Experimental

Após a instrumentação, os modelos TA e TB foram submetidos aos testes com flexão vertical e aplicação de pressão interna constante com o objetivo de investigar o comportamento da deformação nas regiões danificadas.

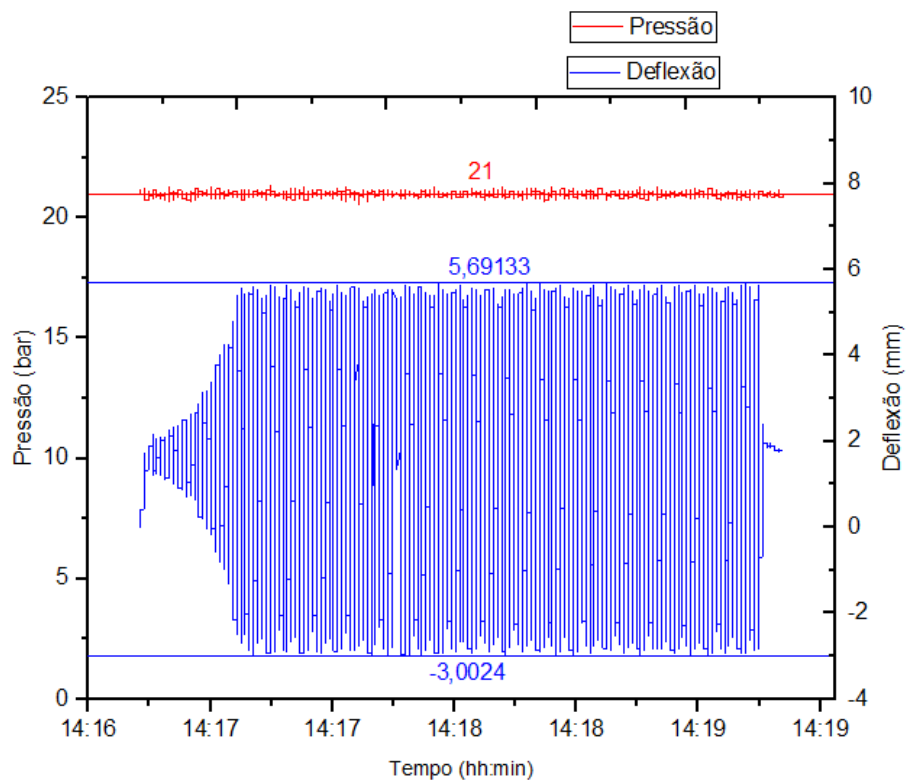
Os testes foram realizados com a aplicação da movimentos lineares verticais reproduzidos pela mesa vibratória através da configuração do controlador do equipamento. O modelo de teste determinado para o caso foi *Dwell* (varredura com frequência constante), de modo que foram definidos para perfil de teste frequência de 1,65 Hz e amplitude de teste de 5, 10 e 15 mm para cada modelo proposto. O tempo de duração do teste foi estipulado em 2 minutos para cada amplitude com um total de 195 ciclos.

Durante os testes a pressão interna do tubo e o deslocamento da mesa vibratória, foram aqusitados com transdutores para verificação de suas grandezas e posterior correlação numérico experimental. A pressão manteve uma média de 21 bar durante o tempo de duração dos testes e as deflexões experimentadas pelo tubo variaram conforme a Tabela 4.6.1

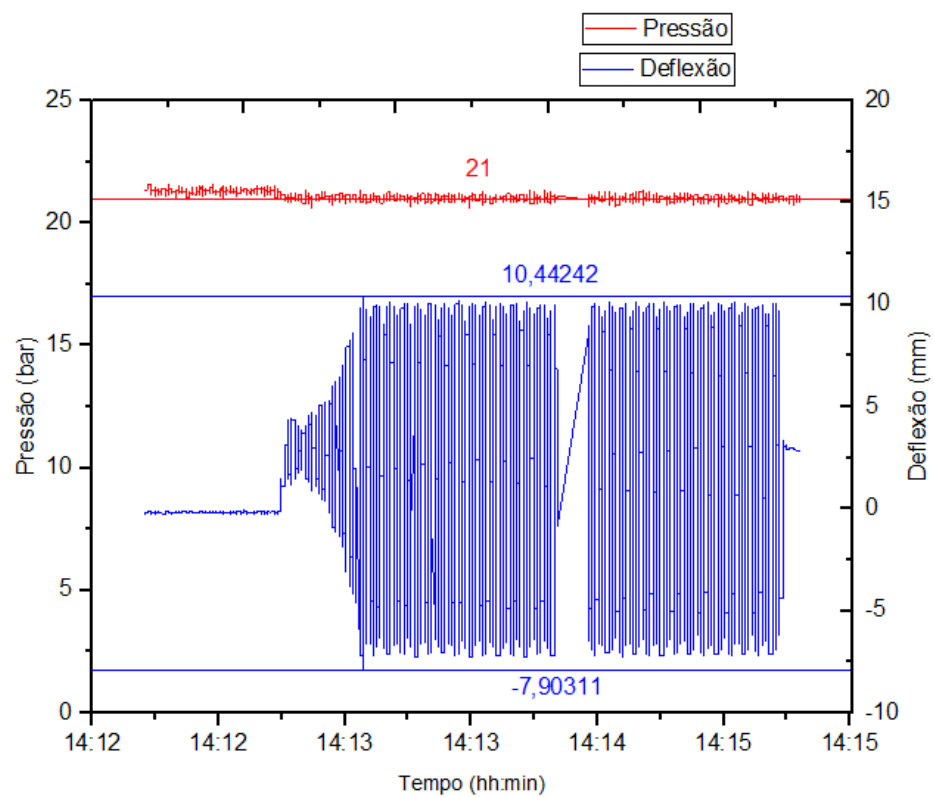
**Tabela 4.6.1: Valores das deflexões mínimas e máximas obtidas nos testes experimentais.**

Modelo	Amplitude definida para o perfil de teste					
	5mm		10 mm		15 mm	
	Mínimo (mm)	Máximo (mm)	Mínimo (mm)	Máximo (mm)	Mínimo (mm)	Máximo (mm)
TA	-3,00	5,69	-7,90	10,44	-13,14	13,05
TB	-4,59	5,13	-9,47	8,19	-16,35	9,25

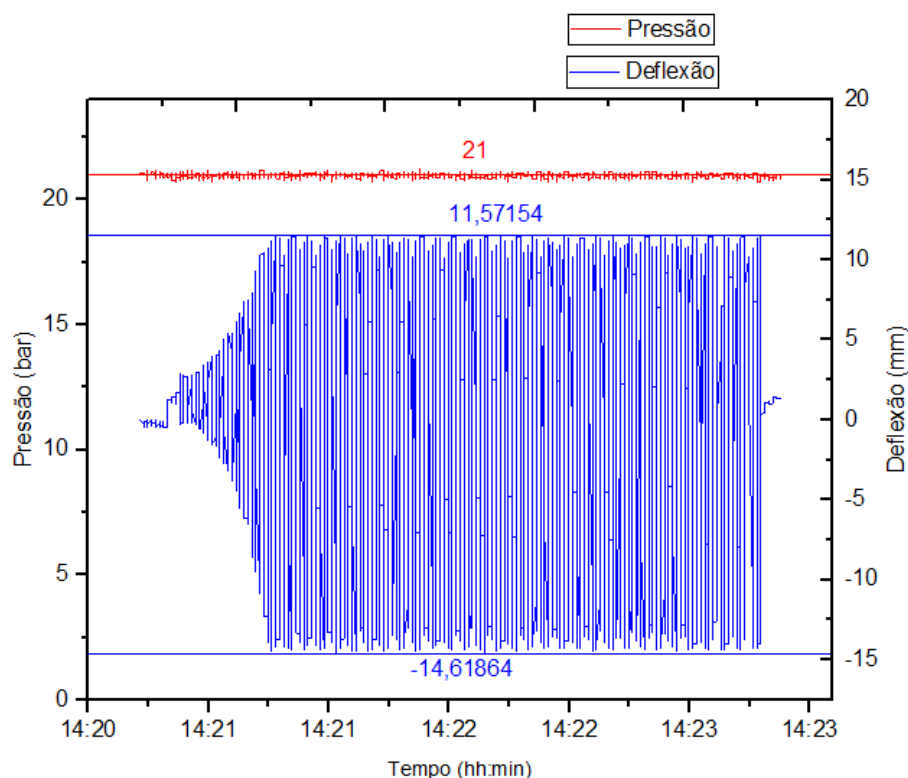
A Figura 4.6.1 registra para o modelo TA em (a) a aquisição dos transdutores para o teste com amplitude de 5 mm, (b) aquisição para o teste com amplitude de 10 mm e (c) aquisição para o teste com amplitude de 15 mm. O mesmo comportamento gráfico verifica-se para o modelo TB, conforme deflexões apresentadas na Tabela 4.6.1.



**Figura 4.6.1 (a): Aquisição de pressão e deslocamentos verticais durante os testes experimentais do modelo TA para amplitude de perfil de teste de 5 mm.**



**Figura 4.6.1 (b): Aquisição de pressão e deslocamentos verticais durante os testes experimentais do modelo TA para amplitude de perfil de teste de 10 mm.**



**Figura 4.6.1 (c): Aquisição de pressão e deslocamentos verticais durante os testes experimentais do modelo TA para amplitude de perfil de teste de 15 mm.**

O primeiro tubo TA testado teve como configuração danos de 5%, 10% e 15% posicionados nesta ordem, em relação a extremidade do tubo engastada, e o modelo TB tinha como configuração danos de 15%, 10% e 5% também posicionados nesta ordem, em relação à extremidade do tubo engastada. Os *strain gages* foram colados nos tubos experimentais de acordo com as coordenadas apresentadas na Tabela 4.6.2 para os modelos TA e TB.

**Tabela 4.6.2: Coordenadas dos *strain gages* nos modelos TA e TB.**

Modelo	Posição	Indentação	Gage	Coordenadas (mm)		
				X	Y	Z
TA	Distante da base engastada	15 %	1	0	30,165	1.344,25
			2	0	30,165	1.335,75
	Central	10 %	3	0	30,165	984,50
			4	0	30,165	975,50
	Próximo da base engastada	5 %	5	0	30,165	624,20
			6	0	30,165	615,80
TB	Distante da base engastada	5 %	1	0	30,165	1342,90
			2	0	30,165	1337,30
	Central	10 %	3	0	30,165	983,00
			4	0	30,165	976,16
	Próximo da base engastada	15 %	5	0	30,165	622,95
			6	0	30,165	616,55



Ao longo dos testes, os sinais dos extensômetros, do transdutor de pressão e do LVDT eram transferidos para um sistema de aquisição de dados ligado a um computador.

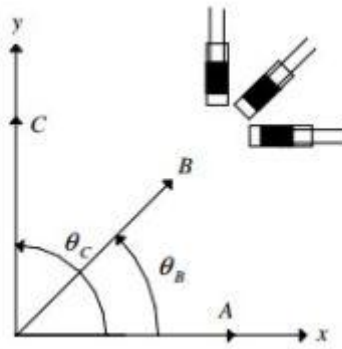
A partir dos sinais transferidos pelos extensômetros triaxiais ilustrados no desenho esquemático da Figura 4.5.2, foram calculadas as deformações em cada uma das direções, dadas pelas equações [29]:

$$\varepsilon_{xx} = \varepsilon_a \quad (\text{Eq. 4.6.1})$$

$$\varepsilon_{yy} = \varepsilon_c \quad (\text{Eq. 4.6.2})$$

$$\varepsilon_{xy} = \varepsilon_b - \frac{(\varepsilon_a + \varepsilon_c)}{2} \quad (\text{Eq. 4.6.3})$$

onde  $\varepsilon_a$  e  $\varepsilon_b$  e  $\varepsilon_c$  são as deformações extraídas dos *strain gages* (Figura 4.6.2), sendo  $\varepsilon_a$  e  $\varepsilon_c$  nas direções longitudinal e circunferencial, respectivamente.  $\varepsilon_{xy}$  é a deformação de cisalhamento no plano xy.



**Figura 4.6.2: Desenho esquemático dos *strain gages* triaxiais [29].**

Foi adotada como metodologia para avaliação das deformações o cálculo de uma deformação equivalente  $\varepsilon_{eq}$ , verificada entre os picos de máxima e mínima deflexão atingidos para cada amplitude de teste definida no equipamento *Shaker*. A Equação 4.6.4 mostra o cálculo de  $\varepsilon_{eq}$ , análogo ao cálculo de tensão equivalente de von Mises, aproximando o estudo das deformações experimentais para o estado plano biaxial.

$$\varepsilon_{eq} = \sqrt{\varepsilon_{xx}^2 - (\varepsilon_{xx}\varepsilon_{yy}) + \varepsilon_{yy}^2 + 3\varepsilon_{xy}^2} \quad (\text{Eq. 4.6.4})$$

Por sua vez o cálculo das tensões equivalentes de von Mises é dado por:

$$\sigma_{vme} = \sqrt{\sigma_{xx}^2 - \sigma_{xx}\sigma_{yy} + \sigma_{yy}^2 + 3\sigma_{xy}^2} \quad (\text{Eq. 4.6.5})$$

Segundo a equação generalizada da Lei de Hooke, para um estado plano de tensão, temos:

$$\begin{bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{xy} \end{bmatrix} = \frac{E}{(1-\nu^2)} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{E}{2(1+\nu)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ 2\varepsilon_{xy} \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. 4.6.6})$$

onde  $\nu$  é o coeficiente de Poisson considerado igual a 0,3 e  $E$  é o módulo de Young retirado da Tabela 4.2.1.

As tensões equivalentes de von Mises obtidas nos pontos de máxima e mínima deflexão serão subtraídas ( $\Delta\sigma_{vm} \text{ exp}$ ) para fins de comparação com a variação de tensões de von Mises ( $\Delta\sigma_{vm} \text{ num}$ ) no modelo numérico.

#### 4.7. Resultados Experimentais

Na Tabela 4.7.1, são apresentadas as componentes das deformações e as tensões para a variação entre os pontos de deflexão máxima e mínima em cada tubo ensaiado, para cada amplitude de teste imposta e ainda as deformações equivalentes e tensões equivalentes de von Mises calculadas entre a variação destes máximos e mínimos. Os pontos de colagem dos *strain gages* foram apresentados anteriormente na Tabela 4.6.2.

**Tabela 4.7.1 (a): Resultados experimentais para tubo TA, perfil de teste de 5 mm de amplitude.**

Tubo TA Deflexão mínima: -3,00 mm Deflexão máxima: 5,69 mm								
Gage	Dano	Flexão	$\Delta \varepsilon_{xx}$	$\Delta \varepsilon_{yy}$	$\Delta \varepsilon_{xy}$	$\Delta \varepsilon_{eq}$ (%)	$\sigma_{vm}$ (MPa)	$\Delta \sigma_{vm}$ (MPa)
1	15%	+	-0,00006	-0,000004	-0,000004	0,006	20,9	1,3
		-					22,1	
2		+	-0,00007	-0,00003	-0,00001	0,006	19,6	1,0
		-					20,6	
3	10%	+	0,00020	0,00006	-0,00001	0,018	5,6	2,7
-		8,3						
4		+	0,00019	0,00006	0,000004	0,017	6,4	2,7
		-					9,1	
5	5%	+	-0,00033	-0,00006	-0,00001	0,030	30,7	5,9
		-					36,7	
6		+	-0,00039	-0,00008	-0,00001	0,036	36,6	7,0
		-					43,6	

**Tabela 4.7.1 (b): Resultados experimentais para tubo TA, perfil de teste de 10 mm de amplitude.**

Tubo TA Deflexão mínima: -7,90 mm Deflexão máxima: 10,44 mm								
Gage	Dano	Flexão	$\Delta\epsilon_{xx}$	$\Delta\epsilon_{yy}$	$\Delta\epsilon_{xy}$	$\Delta\epsilon_{eq}$ (%)	$\sigma_{vm}$ (MPa)	$\Delta\sigma_{vm}$ (MPa)
1	15%	+	-0,00012	-0,00001	-0,00001	0,012	10,6	6,7
		-					17,3	
2		+	-0,00014	-0,00006	-0,00002	0,013	12,3	6,8
		-					19,0	
3	10%	+	0,00041	0,00012	-0,00002	0,037	39,9	6,5
		-					46,4	
4		+	0,00038	0,00011	0,00001	0,034	36,8	7,3
		-					44,1	
5	5%	+	-0,00066	-0,00012	-0,00002	0,061	58,2	19,8
		-					78,0	
6		+	-0,00079	-0,00015	-0,00001	0,072	69,2	23,5
		-					92,7	

**Tabela 4.7.1 (c): Resultados experimentais para tubo TA, perfil de teste de 15 mm de amplitude.**

Tubo TA								
Deflexão mínima: - 13,140 mm								
Deflexão máxima: 13,05 mm								
Gage	Dano	Flexão	$\Delta\epsilon_{xx}$	$\Delta\epsilon_{yy}$	$\Delta\epsilon_{xy}$	$\Delta\epsilon_{eq}$ (%)	$\sigma_{vm}$ (MPa)	$\Delta\sigma_{vm}$ (MPa)
1	15%	+	-0,00018	0,00000	-0,000004	0,017	13,9	11,7
		-					25,6	
2		+	-0,00020	-0,00008	-0,00003	0,018	15,8	12,3
		-					28,1	
3	10%	+	0,00058	0,00016	-0,00003	0,052	52,8	17,4
		-					70,3	
4		+	0,00055	0,00016	0,00002	0,049	49,8	15,8
		-					65,6	
5	5%	+	-0,00095	-0,00018	-0,00003	0,087	77,7	39,3
		-					117,0	
6		+	-0,00112	-0,00022	-0,00002	0,103	92,7	46,2
		-					138,9	

**Tabela 4.7.1 (d): Resultados experimentais para tubo TB, perfil de teste de 5 mm de amplitude.**

Tubo TB								
Deflexão mínima: -4,59 mm								
Deflexão máxima: 5,13 mm								
Gage	Dano	Flexão	$\Delta\epsilon_{xx}$	$\Delta\epsilon_{yy}$	$\Delta\epsilon_{xy}$	$\Delta\epsilon_{eq}$ (%)	$\sigma_{vm}$ (MPa)	$\Delta\sigma_{vm}$ (MPa)
1	5%	+	-0,00005	0,00000	0,00000	0,005	6,2	1,5
		-					4,8	
2		+	-0,00006	-0,00002	-0,00001	0,005	6,8	1,1
		-					5,8	
3	10%	+	0,00028	0,00005	-0,00001	0,026	25,7	6,1
		-					31,7	
4		+	0,00025	0,00005	0,00002	0,023	23,0	5,6
		-					28,6	
5	15%	+	-0,00029	-0,00010	-0,00002	0,0263	30,4	2,5
		-					32,9	
6		+	-0,00031	-0,00009	-0,00001	0,0277	31,7	2,2
		-					33,9	

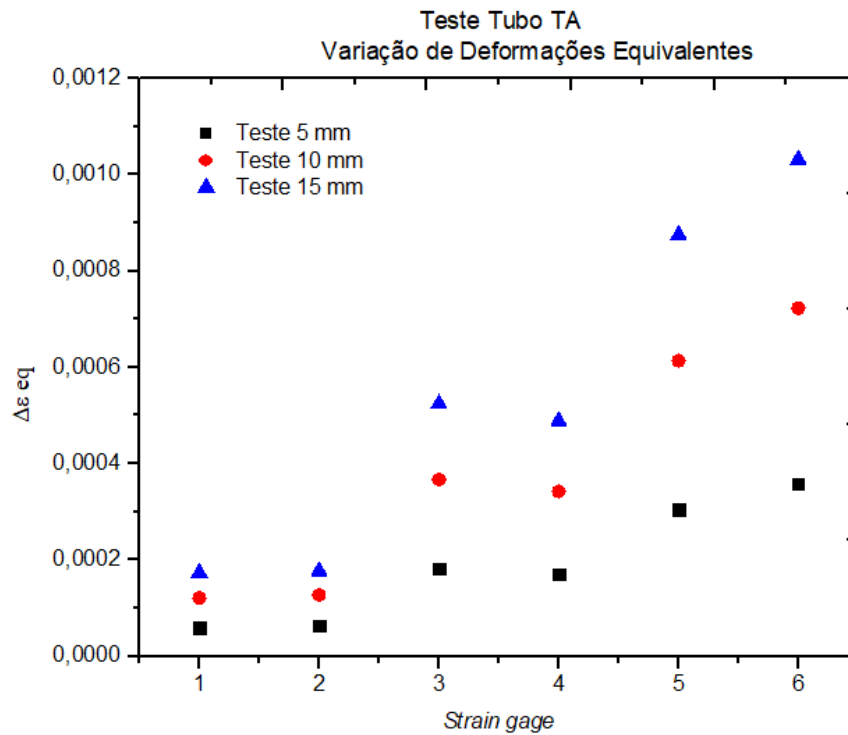
**Tabela 4.7.1 (e): Resultados experimentais para tubo TB, perfil de teste de 10 mm de amplitude.**

Tubo TB								
Deflexão mínima: -9,467 mm								
Deflexão máxima: 8,19 mm								
Gage	Dano	Flexão	$\Delta\epsilon_{xx}$	$\Delta\epsilon_{yy}$	$\Delta\epsilon_{xy}$	$\Delta\epsilon_{eq}$ (%)	$\sigma_{vm}$ (MPa)	$\Delta\sigma_{vm}$ (MPa)
1	5%	+	-0,00009	-0,00001	-0,00001	0,009	5,8	4,6
		-					10,5	
2		+	-0,00011	-0,00004	-0,00001	0,010	6,8	5,6
		-					12,4	
3	10%	+	0,00054	0,00011	-0,00002	0,050	31,8	36,4
		-					68,2	
4		+	0,00048	0,00010	0,00004	0,045	28,7	32,8
		-					61,5	
5	15%	+	-0,00057	-0,00018	-0,00003	0,051	36,5	35,5
		-					71,9	
6		+	-0,00060	-0,00017	-0,00002	0,054	37,5	36,9
		-					74,4	

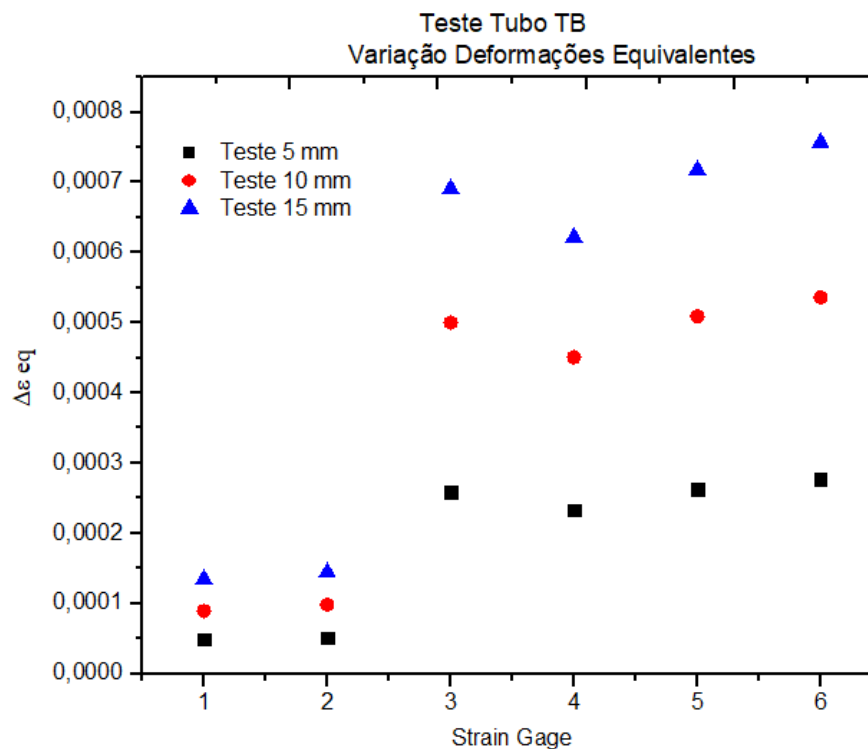
**Tabela 4.7.1 (f): Resultados experimentais para tubo TB, perfil de teste de 15 mm de amplitude.**

Tubo TB Deflexão mínima: -16,35 mm Deflexão máxima: 9,25 mm								
Gage	Dano	Flexão	$\Delta\epsilon_{xx}$	$\Delta\epsilon_{yy}$	$\Delta\epsilon_{xy}$	$\Delta\epsilon_{eq}$ (%)	$\sigma_{vm}$ (MPa)	$\Delta\sigma_{vm}$ (MPa)
1	5%	+	-0,00014	-0,00001	-0,00001	0,013	12,0	6,7
		-					18,6	
2		+	-0,00016	-0,00006	-0,00002	0,014	13,2	8,6
		-					21,8	
3	10%	+	0,00075	0,00015	-0,00003	0,069	49,1	56,4
-		105,5						
4		+	0,00067	0,00013	0,00006	0,062	43,7	51,0
		-					94,7	
5	15%	+	-0,00080	-0,00025	-0,00005	0,072	54,9	61,9
		-					116,8	
6		+	-0,00084	-0,00023	-0,00002	0,076	57,3	63,3
		-					120,6	

A Figura 4.7.1 representa as deformações equivalentes experimentais verificadas para cada *strain gage* em cada amplitude de teste, para os tubos (a) TA e (b) TB, respectivamente.

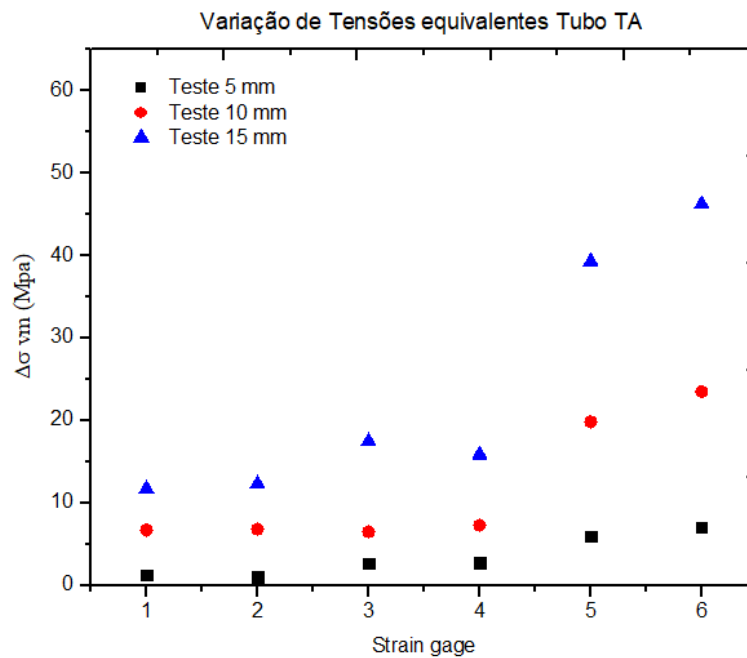


**Figura 4.7.1 (a): Variação de Deformações Equivalentes experimentais por *strain gage* em cada amplitude de teste Tubo TA.**

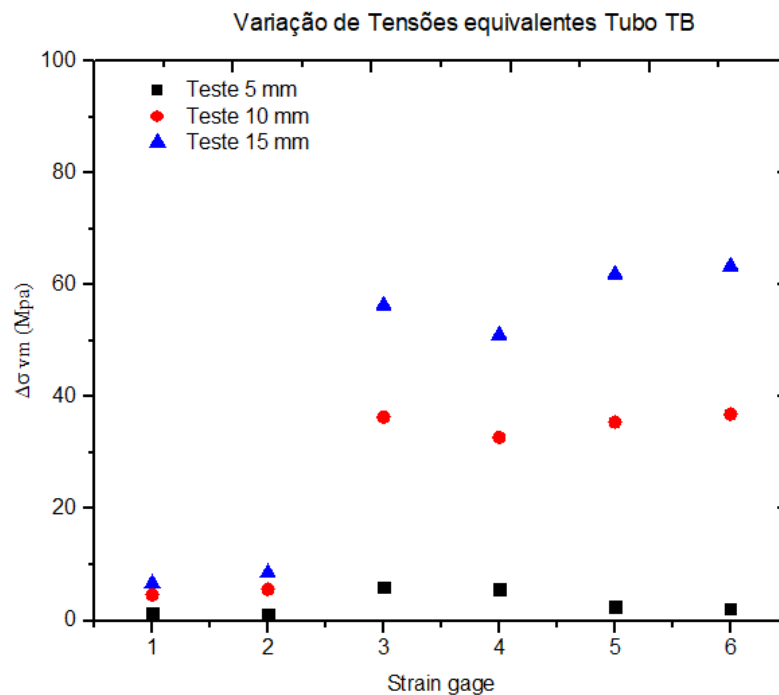


**Figura 4.7.1 (b): Variação de Deformações Equivalentes experimentais por *strain gage* em cada amplitude de teste Tubo TB.**

A Figura 4.7.2 representa as variações das tensões equivalentes de von Mises experimentais verificadas para cada *strain gage* em cada amplitude de teste, para os tubos (a) TA e (b) TB, respectivamente.



**Figura 4.7.2 (a): Variação de Tensões Equivalentes experimentais por *strain gage* em cada amplitude de teste Tubo TA.**



**Figura 4.7.2 (b): Variação de Tensões Equivalentes experimentais por *strain gage* em cada amplitude de teste Tubo TB.**

Analisando os resultados experimentais, pode-se notar uma tendência existente nas deformações equivalentes e nas tensões equivalentes calculadas, na qual ambas, estão diretamente relacionadas com o aumento da amplitude de deflexão imposta no teste, apresentando uma maior magnitude com o aumento da amplitude de deflexão imposta, como esperado.

Pode-se confirmar também que as deformações equivalentes obtidas nos dois *strain gages* dispostos longitudinalmente no tubo em torno de cada dano, apresentam magnitudes bem próximas, ainda que possa se esperar eventuais diferenças relacionadas ao posicionamento destes.



## 5. ANÁLISE DO MODELO NUMÉRICO

Um modelo numérico quase estático, tridimensional, foi desenvolvido através do método de Elementos Finitos pelo *software* comercial *Abaqus Standard*, para determinar as deformações em um modelo tubular, simulando o *riser* com três mossas de diferentes profundidades, submetido a uma pressão interna constante e um deslocamento linear vertical em uma de suas extremidades. Ainda foi modelado o "enrijecedor" bi-partido cônico que é sobreposto ao tubo.

Análises foram realizadas para definir cada etapa do processo e foram definidas duas configurações para disposição dos danos no modelo tubular de *riser*.

Um modelo numérico com as mesmas características geométricas, porém sem as indentações foi simulado, apenas com os passos de pressão interna e flexão com as deflexões máximas e mínimas adquiridas do modelo experimental, para cada amplitude de teste, a fim de avaliarem-se as tensões nominais para o cálculo dos fatores de concentração de tensões conforme equação 2.2.1.1. Em todo o estudo será considerada a variação das tensões entre as deflexões máximas e mínimas impostas nos testes experimentais.

### 5.1. Descrição do modelo

Para simular o processo de indentação e gerar a geometria deformada, foi realizada uma análise elasto-plástica não-linear, seguida de uma análise elástica. A metodologia adotada filtra os efeitos do encruamento do material e das tensões residuais na análise elástica, realizada com o intuito de estimar o fator de concentração de tensão. A análise elasto-plástica compreendeu os passos de carga de indentação e retorno elástico da mossa, aplicação de pressão interna e deslocamento linear vertical ao tubo.

As propriedades mecânicas do material adotadas foram obtidas a partir das propriedades médias dos tubos utilizados para a produção dos modelos reduzidos (Tabela 4.2.1). Para a definição do comportamento plástico do material foi adotada uma curva típica representativa de tensão verdadeira versus deformação plástica logarítmica, conforme apresentada na Figura 4.3.1.

O módulo de Young ( $E$ ) considerado foi de 204 MPa, conforme resultados obtidos nos ensaios de tração (Tabela 4.2.1), e o coeficiente de Poisson ( $\nu$ ) foi adotado como sendo igual a 0,3, enquanto que na parte plástica as tensões nominais são

convertidas em tensões reais através da equação 5.1.1, e as deformações plásticas são obtidas através da equação 5.1.2.

$$\sigma_v = \sigma_{nom}(1 + \varepsilon_{nom}) \quad (\text{Eq.5.1.1})$$

$$\varepsilon_p = \ln(1 + \varepsilon_{nom}) - \frac{\sigma_v}{E} \quad (\text{Eq.5.1.2})$$

onde  $\sigma_{nom}$  refere-se a tensão nominal e  $\varepsilon_{nom}$  representa a deformação nominal.

O enrijecedor foi modelado como um material elástico linear isotrópico. O módulo de Young e o coeficiente de Poisson foram determinados a partir das propriedades mecânicas estabelecidas para o material UNS C28000. O módulo de Young (E) considerado foi de 103,421 MPa, e o coeficiente de Poisson ( $\nu$ ) como sendo igual a 0,34.

#### **Características da Modelagem Geométrica:**

O *riser* foi modelado como um tubo de casca extrudada a partir de seu diâmetro, espessura e comprimento pré definidos. As características geométricas foram definidas a partir das médias das dimensões dos modelos utilizados nos testes experimentais. A Tabela 5.1.1 apresenta as principais dimensões do tubo no modelo numérico para a correlação numérico-experimental, onde  $D$  é o diâmetro externo do tubo,  $t$  é a espessura do tubo,  $L$  é o comprimento longitudinal do tubo.

**Tabela 5.1.1: Propriedades geométricas do modelo numérico para correlação numérico-experimental.**

<b>D(mm)</b>	<b>t (mm)</b>	<b>L (mm)</b>
60,35	2,74	1.700

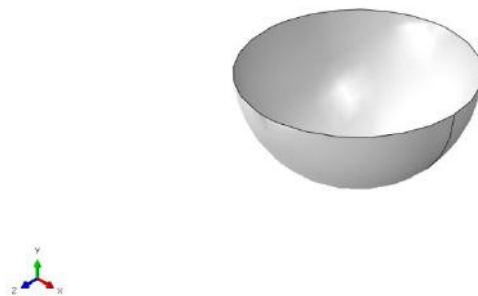
O enrijecedor bi-partido cônico foi modelado a partir de um sólido de revolução, com geometria extraída do modelo experimental. Este foi seccionado em duas partes simétricas longitudinalmente ambas possuem comprimento de 260 mm e juntas possuem diâmetro maior de 61,35 mm, diâmetro menor de 61,10 mm e possuem uma conicidade de 8° a partir de 200 mm de comprimento.

O indentador foi modelado como uma estrutura rígida analítica em 3D com geometria semi esférica de diâmetro igual ao indentador usado nos testes experimentais.

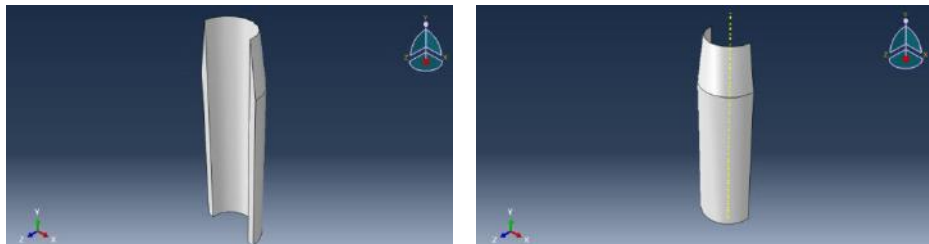
A Figura 5.1.2 mostra em a) o *riser* com os enrijecedores, em b) o indentador e c) o enrijecedor bi-partido cônico.



**Figura 5.1.2 (a): Geometria do *Riser* com Enrijecedores.**



**Figura 5.1.2 (b): Geometria do Indentador.**



**Figura 5.1.2 (c): Geometria do Enrijecedor bi-partido cônico.**

#### **Configurações e elaboração das simulações:**

Na primeira configuração, foram estipuladas profundidades de 5%, 10% e 15% do diâmetro externo do tubo, para cada um dos três danos, respectivamente, orientados longitudinalmente a partir da extremidade do tubo engastada. Os valores para os deslocamentos foram definidos conforme Tabela 4.3.3.1. Em seguida foi aplicado um

carregamento de pressão interna no tubo, mantida constante durante os processos posteriores de deslocamentos linear verticais positivo e negativo ao longo do eixo y, aplicados no tubo em sua extremidade livre para o movimento. Na segunda configuração os danos foram dispostos em relação a suas profundidades determinadas de 15%, 10% e 5%, respectivamente, orientadas longitudinalmente, a partir da extremidade considerada engastada, seguido dos mesmos carregamentos de pressão interna e flexões verticais descritos acima.

O modelo foi elaborado em sete etapas, na qual a primeira etapa definiu o processo de indentação no ponto determinado para o dano mais próximo ao enrijecedor, a 620 mm do bordo; a segunda etapa definiu o processo de indentação para o dano intermediário a 980 mm do bordo e remoção do indentador anterior; a terceira etapa definiu o dano mais distante do enrijecedor, a 1.340 mm do bordo e remoção do dano anterior; a quarta etapa definiu a remoção do último indentador, o mais distante; a quinta etapa definiu a prescrição do carregamento de pressão interna no valor de 2,06 MPa e a sexta etapa a prescrição de movimento de translação na direção y (vertical) de magnitudes positivas no bordo oposto à extremidade engastada e na sétima e última etapa a prescrição de translação na direção y de magnitudes negativas.

## **5.2. Malha de Elementos Finitos**

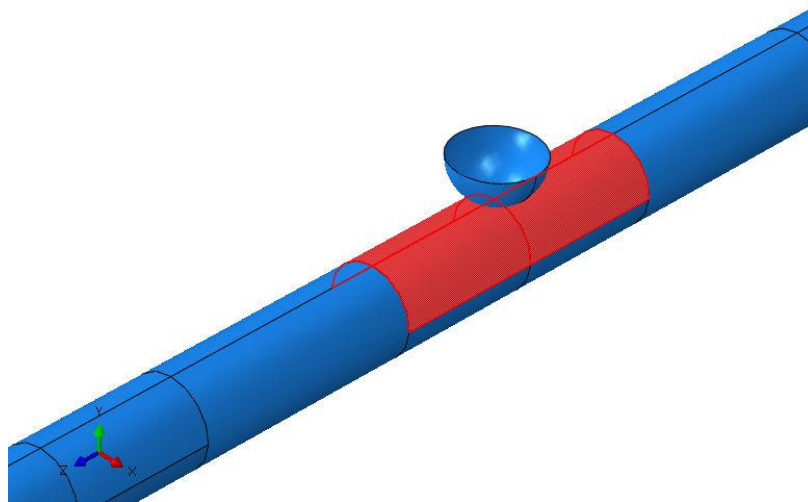
Para modelar o tubo foram utilizados elementos de casca fina quadráticos lineares com quatro nós (S4R), seis graus de liberdade por nó (deslocamentos axiais nas direções x, y e z) e integração reduzida.

Para o enrijecedor foram utilizados elementos sólidos contínuos lineares tridimensionais com oito nós (C3D8R), três graus de liberdade e integração reduzida.

Nas regiões de contato com o indentador e na interação entre o tubo e enrijecedor, que são as regiões dos pontos mais críticos do modelo e de interesse das análises numéricas, foi configurada uma região com malha mais refinada. Para essas regiões de interesse de efeito do dano, foi definido um comprimento longitudinal de 100 mm à direita e à esquerda do ponto de contato, bem como do ponto de interseção do enrijecedor com o tubo. Assim, o grau de refinamento é maior nessa região, sendo gradualmente reduzido ao longo da região da malha mais afastada da seção.

### 5.3. Propriedades de Contato

O contato entre o indetador e o tubo foi simulado com o uso de superfícies de contato, ilustradas na Figura 5.3.1. A superfície de contato no duto foi definida em uma região próxima à seção central do duto, na parte superior, com um comprimento longitudinal de 100 mm à direita e 100 mm à esquerda.



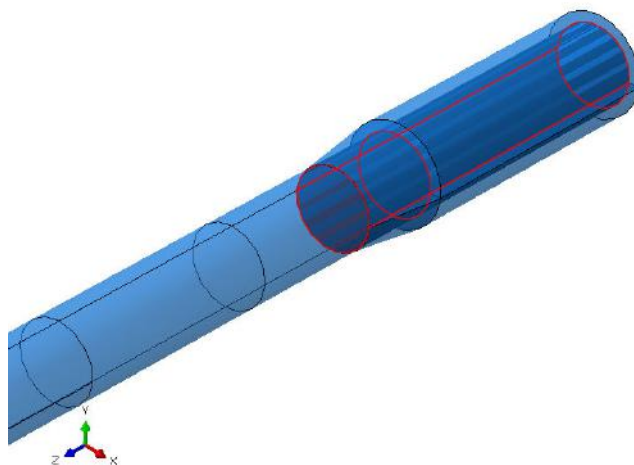
**Figura 5.3.1 : Contato indetador - tubo.**

Como o punção é definido como uma superfície analítica rígida, o contato entre as duas superfícies ocorre de forma que o duto se deforma localmente em relação à superfície do punção, visto que a rigidez relativa do punção é muito maior do que a rigidez do duto.

Para modelar o contato devido à indentação no tubo, neste modelo a superfície analítica rígida foi definida como “mestre” e o tubo como a “escrava”. Assim, na existência do contato entre as duas superfícies, o duto se deforma em relação ao deslocamento do punção, de acordo com a relação entre a sua rigidez e a do punção. A formulação assume que as superfícies podem sofrer rotações arbitrárias, mas cada nó da superfície escrava deve interagir com uma mesma área da superfície mestre ao longo de toda a análise. A interação entre as duas superfícies foi definida como um contato de comportamento normal, sendo o movimento relativo entre elas é governado por um modelo que estabelece a relação entre a pressão de contato e a distância entre as superfícies.

A superfície de contato do enrijecedor com o tubo foi definida na parte interna do enrijecedor e em contato com a superfície externa do tubo. Neste caso, o tubo foi

definido como sendo a superfície mestre e o enrijecedor foi definido como superfície escrava e o comprimento destas superfícies de contato, é igual ao comprimento longitudinal do enrijecedor de 260 mm. A Figura 5.3.2 mostra este contato.



**Figura 5.3.2: Contato enrijecedor - tubo.**

Para todas as situações definidas, o contato entre as duas superfícies foi modelado adotando-se uma formulação de pequenos deslizamentos. Sendo assim, mesmo que os corpos sofram grandes movimentos, as superfícies de contato devem sofrer deslizamentos relativamente pequenos, uma em relação à outra. Além disso, a superfície escrava foi ajustada apenas para remover possíveis sobreposições. Ou seja, no início da análise, essa superfície é ajustada para estar precisamente em contato com a superfície mestra.

#### **5.4. Condições de Contorno e Carregamento**

Nas etapas determinadas de carregamento da análise são aplicados os passos de carga de indentação das três mossas, remoção dos indentadores, aplicação de carga para pressão interna e aplicação de deslocamento linear vertical.

Nas indentações das mossas, o carregamento foi aplicado com a prescrição do deslocamento de translação na direção vertical y; do nó de referência ao qual o indentador (superfície analítica rígida) está associado. Os demais graus de liberdade do nó de referência são mantidos restritos. Os graus de liberdade de translação dos nós na parte inferior do tubo (plano x-z) são restritos na direção y, essa condição de apoio impede que o tubo se desloque verticalmente e também os graus de rotação são restritos. Para os bordos os graus de liberdade de translação dos nós são restringidos na direção axial.

Na remoção do indentador ocorre o retorno elástico da região danificada, após o qual o tubo permanece parcialmente deformado, assumindo deformações plásticas. Para esta etapa e para o passo de carga de aplicação de pressão interna, as condições de contorno do passo de introdução das mossas são mantidas.

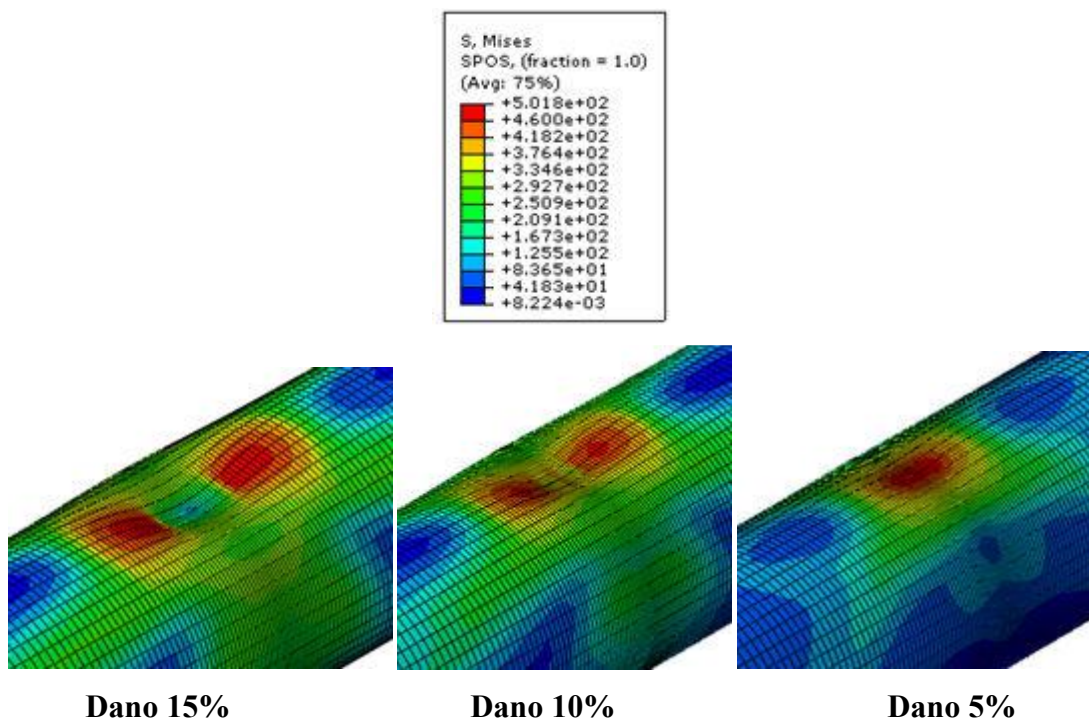
Para a etapa de deslocamento linear vertical os graus de liberdade de translação dos nós na direção y no bordo contrário ao enrijecedor são mantidos livres e os demais mantidos restritos. Todos os nós que constituem a superfície externa do enrijecedor na parte cilíndrica são restringidos para o movimento, concebendo uma condição de engaste de acordo com o modelo experimental.

### **5.5. Resultados Numéricos**

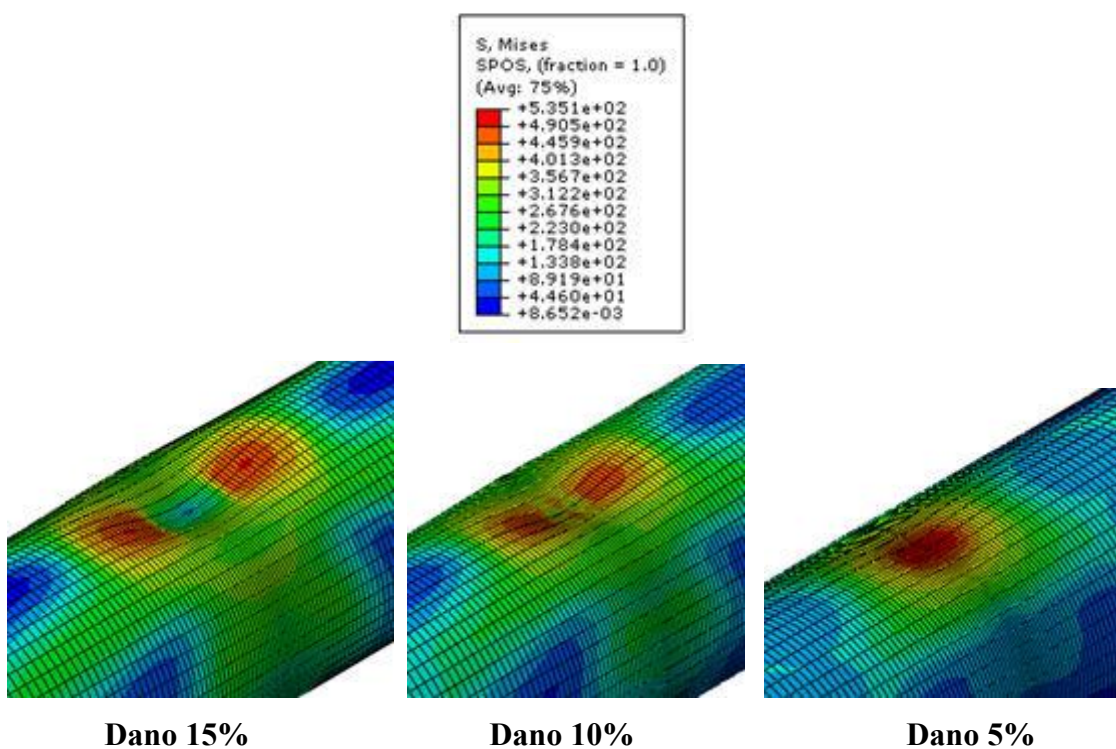
Foram adotadas três distâncias com profundidades diferentes de mossa de 5%, 10% e 15% do valor do diâmetro externo do tubo após do retorno elástico e analisados modelos com duas configurações distintas destas mossas, já citadas no item 5.1. Para cada modelo, foram verificados os pontos de mínimas e máximas deflexões verticais atingidas no tubo experimental, apresentados na Tabela 5.5.1 para cada amplitude pré determinada para a mesa vibratória de 5 mm, 10 mm e 15 mm, de modo a reproduzir nos modelos numéricos o movimento praticado no tubo em escala reduzida e avaliar o fator de concentração de tensão para cada situação experimentada.

De forma representativa, para avaliação da área danificada, serão apresentadas as distribuições das tensões de von Mises para todas simulações realizadas numericamente para modelo com características do modelo de TA. O mesmo comportamento desta região é verificado nas simulações para as características do modelo TB.

A Figura 5.5.1 apresenta a distribuição de tensão de von Mises após os passos de flexão com deflexão positiva de 5,69 mm e flexão com deflexão negativa de -3,00 mm para o Tubo A que tem danos dispostos de 5%, 10% e 15%, nesta ordem, a partir da extremidade engastada do tubo.



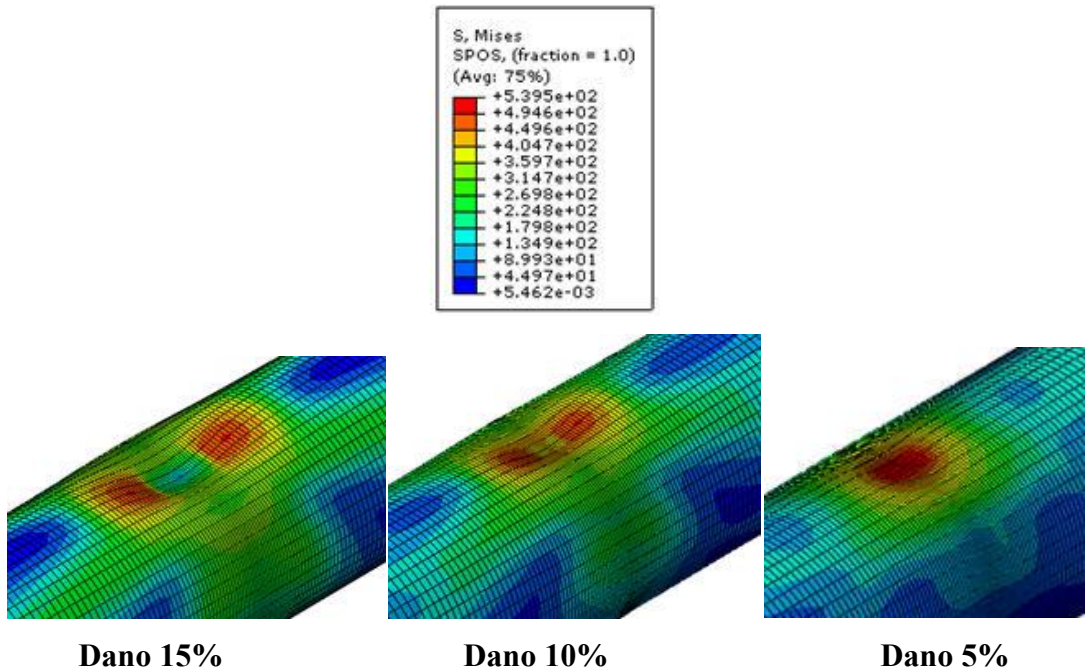
**Figura 5.5.1 (a): Distribuição de tensões de von Mises (MPa) no modelo TA, danos de 5%, 10% e 15% - Final passo de flexão com deflexão positiva de 5,69 mm.**



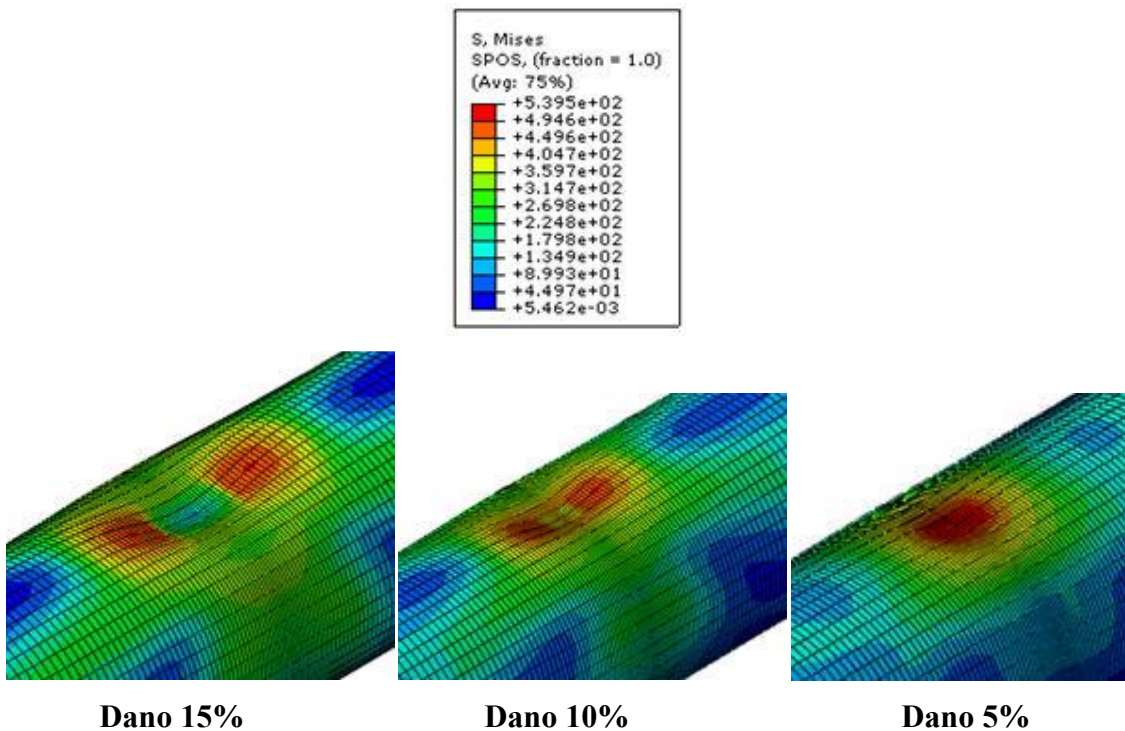
**Figura 5.5.1 (b): Distribuição de tensões de von Mises (MPa) no modelo TA, danos de 5%, 10% e 15% - Final passo de flexão com deflexão negativa de -3,00 mm.**



A Figura 5.5.2 apresenta a distribuição de tensão de von Mises após os passos de flexão com deflexão positiva de 10,44 mm e flexão com deflexão negativa de -7,90 mm para Tubo A que tem danos dispostos de 5%, 10% e 15%, nesta ordem, a partir da extremidade engastada do tubo.



**Figura 5.5.2 (a): Distribuição de tensões de von Mises (MPa) no modelo TA, danos de 5%, 10% e 15% - Final passo de flexão com deflexão positiva de 10,44 mm.**



**Figura 5.5.2 (b): Distribuição de tensões de von Mises (MPa) no modelo TA, danos de 5%, 10% e 15% - Final passo de flexão com deflexão negativa de -7,90 mm.**

A Figura 5.5.3 apresenta a distribuição de tensão de von Mises após os passos de flexão com deflexão positiva de 13,05 mm e flexão com deflexão negativa de -13,14 mm para Tubo A que tem danos dispostos de 5%, 10% e 15%, nesta ordem, a partir da extremidade engastada do tubo.

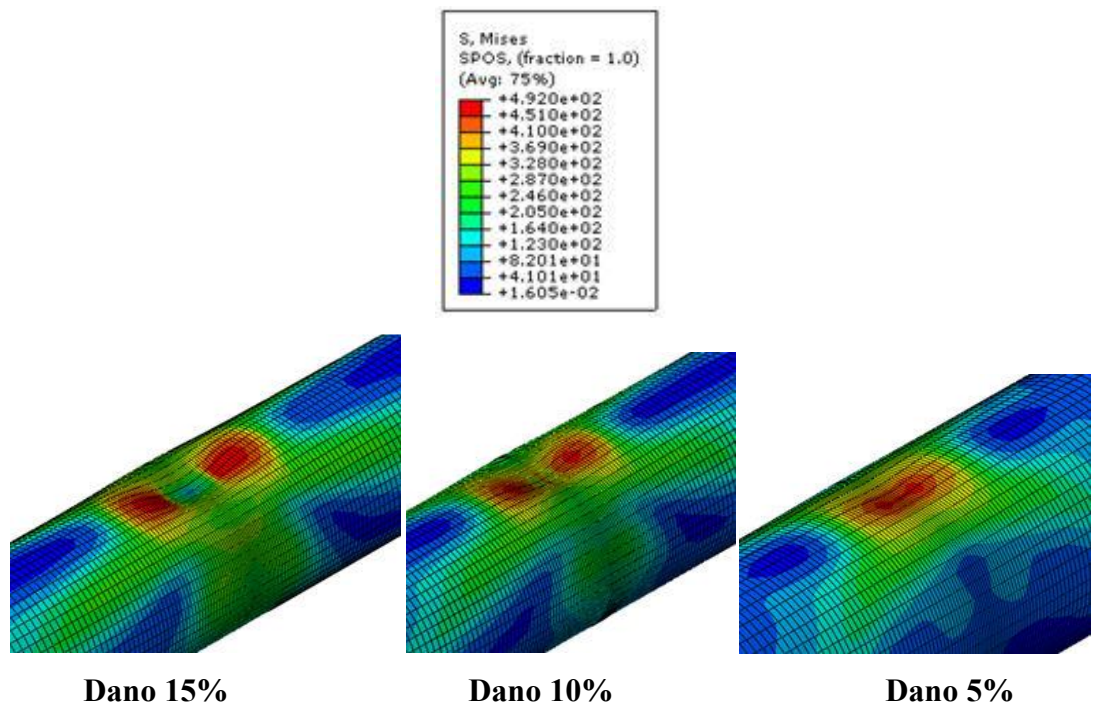


Figura 5.5.3 (a): Distribuição de tensões de von Mises (MPa) no modelo TA, danos de 5%, 10% e 15% - Final passo de flexão com deflexão positiva de 13,05 mm.

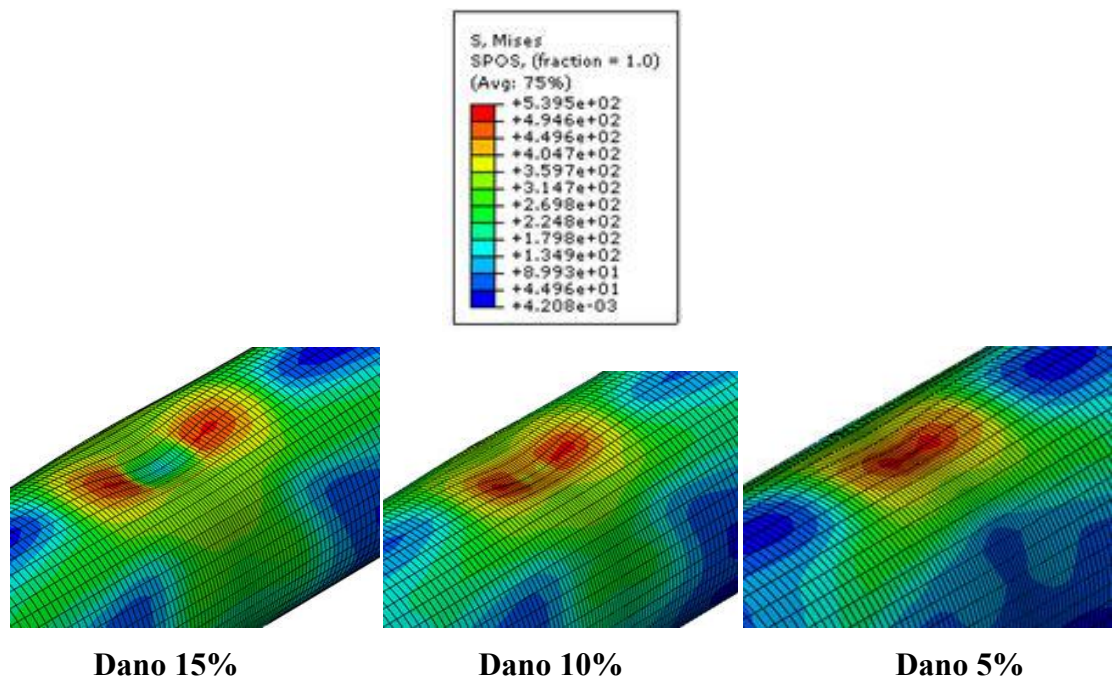


Figura 5.5.3 (b): Distribuição de tensões de von Mises (MPa) no modelo TA, danos de 5%, 10% e 15% - Final passo de flexão com deflexão negativa de -13,14 mm.

As deformações analisadas, foram as dos mesmos pontos de posicionamento dos *strain gages* em cada modelo experimental, portanto os valores apresentados para verificação são os apresentados nesses pontos. As posições desses pontos foram anteriormente apresentadas na Tabela 4.5.1.

A metodologia adotada para análise dos resultados foi avaliar as variações de tensão equivalente de von Mises e deformação equivalente, avaliadas na superfície externa do tubo correspondentes aos passos de flexão positiva e flexão negativa, de modo a filtrar possíveis deformações e tensões residuais provenientes dos passos de indentação.

A Tabela 5.5.1 de (a) a (f) apresenta os valores obtidos nos modelos numéricos para as amplitudes de testes utilizadas nos modelos experimentais. Os valores dos fatores de concentração de tensão obtidos numericamente (análise quase estática), representados na última coluna da Tabela, mostram-se coerentes.

**Tabela 5.5.1 (a) : Resultados obtidos no modelo numérico tubo TA, deflexão mínima de -3,00 mm e deflexão máxima de 5,69 mm.**

Tubo TA											
Deflexão mínima: -3,00 mm											
Deflexão máxima: 5,69 mm											
Gage	Dano	Flexão	EE 11	EE 22	EE 12	$\Delta E_{eq}$ (%)	$\sigma_{vm}$ (MPa)	$\Delta \sigma_{vm}$ (MPa)	$\sigma_{nom}$ (MPa)	$\Delta \sigma_{nom}$ (MPa)	kt
1	15%	+	-0,0002	0,0002	0	0,008	172,3	3,8	22,3	2,1	1,8
		-	-0,0002	0,0003	0		176,2		20,2		
2		+	-0,0002	0,0002	0	0,008	170,0	4,1	22,5	2,3	1,8
		-	-0,0001	0,0003	0		174,1		20,1		
3	10%	+	0,0017	0,0006	0	0,018	389,2	24,4	37,7	18,3	1,3
		-	0,0017	0,0008	0		413,7		19,4		
4		+	0,0014	0,0005	0	0,019	341,9	25,4	37,9	18,5	1,4
		-	0,0015	0,0007	0		367,4		19,4		
5	5%	+	0,0021	0,0011	0	0,029	494,8	37,7	46,7	26,6	1,4
		-	0,0021	0,0014	0		532,5		20,1		
6		+	0,0021	0,0012	0	0,029	495,8	38,1	47,0	26,8	1,4
		-	0,0021	0,0015	0		533,9		20,1		

**Tabela 5.5.1 (b) : Resultados obtidos no modelo numérico tubo TA, deflexão mínima de -7,90 mm e deflexão máxima de 10,44 mm.**

Tubo TA Deflexão mínima: -7,90 mm Deflexão máxima: 10,44 mm											
Gage	Dano	Flexão	EE 11	EE 22	EE 12	$\Delta E_{eq}$ (%)	$\sigma_{vm}$ (MPa)	$\Delta \sigma_{vm}$ (MPa)	$\sigma_{nom}$ (MPa)	$\Delta \sigma_{nom}$ (MPa)	kt
1	15%	+	-0,0002	0,0001	0	0,016	170,9	8,1	25,3	5,6	1,5
		-	-0,0001	0,0003	0		179,0		19,7		
2		+	-0,0002	0,0001	0	0,017	168,6	8,7	25,6	5,8	1,5
		-	-0,0001	0,0003	0		177,3		19,8		
3	10%	+	0,0016	0,0005	0	0,038	377,2	51,5	53,6	27,0	1,9
		-	0,0017	0,0009	0		428,7		26,6		
4		+	0,0014	0,0004	0	0,040	329,7	53,6	54,0	27,2	2,0
		-	0,0015	0,0008	0		383,3		26,8		
5	5%	+	0,0021	0,0010	0	0,060	476,0	63,5	71,3	33,7	1,9
		-	0,0021	0,0016	0		539,5		37,7		
6		+	0,0021	0,0010	0	0,061	476,8	62,7	71,7	33,8	1,9
		-	0,0021	0,0016	0		539,5		37,9		

**Tabela 5.5.1 (c) : Resultados obtidos no modelo numérico tubo TA, deflexão mínima de -13,14 mm e deflexão máxima de 13,05 mm.**

Tubo TA Deflexão mínima: - 13,14 mm Deflexão máxima: 13,05 mm											
Gage	Dano	Flexão	EE 11	EE 22	EE 12	$\Delta E_{eq}$ (%)	$\sigma_{vm}$ (MPa)	$\Delta \sigma_{vm}$ (MPa)	$\sigma_{nom}$ (MPa)	$\Delta \sigma_{nom}$ (MPa)	kt
1	15%	+	-0,0002	0,0001	0	0,023	170,3	12,3	35,4	9,9	1,2
		-	-0,0001	0,0004	0		182,7		25,5		
2		+	-0,0002	0,0001	0	0,025	168,0	13,2	35,7	10,1	1,3
		-	-0,0001	0,0004	0		181,2		25,6		
3	10%	+	0,0016	0,0004	0	0,055	371,1	84,5	62,7	20,3	4,2
		-	0,0018	0,001	0		455,6		42,4		
4		+	0,0014	0,0003	0	0,057	323,5	77,6	63,2	20,4	3,8
		-	0,0015	0,001	0		401,1		42,9		
5	5%	+	0,0021	0,0009	0	0,085	466,3	73,2	85,2	21,0	3,5
		-	0,002	0,0017	0		539,5		64,2		
6		+	0,0021	0,0009	0	0,086	467,0	72,5	85,7	21,1	3,4
		-	0,002	0,0017	0		539,5		64,7		

**Tabela 5.5.1 (d) : Resultados obtidos no modelo numérico tubo TB, deflexão mínima de -4,59 mm e deflexão máxima de 5,13 mm.**

Tubo TB Deflexão mínima: -4,59 mm Deflexão máxima: 5,13 mm											
Gage	Dano	Flexão	EE 11	EE 22	EE 12	$\Delta E_{eq}$ (%)	$\sigma_{vm}$ (MPa)	$\Delta \sigma_{vm}$ (MPa)	$\sigma_{nom}$ (MPa)	$\Delta \sigma_{nom}$ (MPa)	kt
1	5%	+	0,0021	0,0012	0	0,013	500,0	17,1	28,5	8,9	1,9
		-	0,0021	0,0013	0		517,0		19,6		
2		+	0,0021	0,0012	0	0,014	498,6	17,8	28,5	9,0	2,0
		-	0,0021	0,0013	0		516,4		19,6		
3	10%	+	0,0013	0,0004	0	0,023	317,4	28,1	36,0	15,7	1,8
		-	0,0013	0,0007	0		345,6		20,3		
4		+	0,0014	0,0005	0	0,023	340,0	29,4	36,1	15,8	1,9
		-	0,0014	0,0007	0		369,4		20,3		
5	15%	+	-0,0003	0,0004	0	0,026	185,3	25,9	44,0	20,0	1,3
		-	-0,0003	0,0006	0		211,1		24,0		
6		+	-0,0002	0,0004	0	0,026	196,8	25,9	44,2	20,1	1,3
		-	-0,0002	0,0007	0		222,7		24,1		

**Tabela 5.5.1 (e) : Resultados obtidos no modelo numérico tubo TB, deflexão mínima de -9,47 mm e deflexão máxima de 8,19 mm.**

Tubo TB Deflexão mínima: -9,47 mm Deflexão máxima: 8,19 mm											
Gage	Dano	Flexão	EE 11	EE 22	EE 12	$\Delta E_{eq}$ (%)	$\sigma_{vm}$ (MPa)	$\Delta \sigma_{vm}$ (MPa)	$\sigma_{nom}$ (MPa)	$\Delta \sigma_{nom}$ (MPa)	kt
1	5%	+	-0,0020	-0,0015	0	0,022	495,8	28,5	32,9	12,4	2,3
		-	-0,0021	-0,0015	0		524,3		20,5		
2		+	-0,0020	-0,0015	0	0,023	494,3	29,8	33,0	12,5	2,4
		-	-0,0021	-0,0015	0		524,0		20,5		
3	10%	+	-0,0017	-0,0014	0	0,038	311,3	47,7	46,0	15,1	3,2
		-	-0,0019	-0,0015	0		359,0		30,9		
4		+	-0,0017	-0,0014	0	0,038	333,4	49,9	46,2	15,1	3,3
		-	-0,0019	-0,0015	0		383,2		31,2		
5	15%	+	-0,0009	-0,0012	0	0,047	179,8	46,9	59,6	14,3	3,3
		-	-0,0012	-0,0016	0		226,7		45,4		
6		+	-0,0009	-0,0012	0	0,047	191,0	47,2	59,9	14,2	3,3
		-	-0,0012	-0,0016	0		238,3		45,6		

**Tabela 5.5.1 (f) : Resultados obtidos no modelo numérico tubo TB, deflexão mínima de -16,35 mm e deflexão máxima de 9,25 mm.**

Tubo TB Deflexão mínima: -16,35 mm Deflexão máxima: 9,25 mm											
Gage	Dano	Flexão	EE 11	EE 22	EE 12	$\Delta E_{eq}$ (%)	$\sigma_{vm}$ (MPa)	$\Delta \sigma_{vm}$ (MPa)	$\sigma_{nom}$ (MPa)	$\Delta \sigma_{nom}$ (MPa)	kt
1	5%	+	0,0021	0,0012	0	0,031	494,2	41,6	34,5	7,0	5,9
		-	0,0021	0,0015	0		535,8		27,5		
2		+	0,0021	0,0011	0	0,033	492,5	43,5	34,7	6,9	6,3
		-	0,0021	0,0015	0		536,0		27,7		
3	10%	+	0,0012	0,0003	0	0,056	309,0	72,0	39,6	13,8	5,2
		-	0,0014	0,0009	0		381,0		53,4		
4		+	0,0013	0,0004	0	0,055	330,9	74,8	39,9	14,0	5,3
		-	0,0015	0,0010	0		405,7		53,9		
5	15%	+	-0,0003	0,0002	0	0,068	178,4	76,5	65,2	16,2	4,7
		-	-0,0002	0,0010	0		255,0		81,4		
6		+	-0,0002	0,0002	0	0,069	189,6	77,1	65,4	16,4	4,7
		-	-0,0001	0,0010	0		266,7		81,9		

## 5.6. Ajuste do Modelo Numérico

Inicialmente, para a correlação numérico-experimental, o modelo numérico foi ajustado para que as análises numéricas pudessem reproduzir os testes experimentais. Assim, as propriedades do material, condições de contorno, dimensões médias dos modelos utilizados nos testes experimentais e carregamentos impostos, foram ajustados no modelo numérico. Além disso, os passos de carga foram definidos de forma a reproduzir os procedimentos experimentais.

As propriedades do material, tanto para o comportamento do modelo no regime linear elástico como regime plástico foram incorporadas pelos resultados obtidos através de testes de tração axial. O item 4.2 e a Figura 4.3.1 apresentados anteriormente, mostram as características médias do material e curva tensão verdadeira versus deformação plástica respectivamente.

Para correlação com os testes de introdução do dano, ao modelo numérico foi imposta uma condição de restrição na parte inferior ao longo de todo o comprimento e no passo de carga de indentação os deslocamentos do punção foram definidos de forma a reproduzir os danos introduzidos nos testes experimentais. Para simular o punção

utilizado nos testes, a superfície analítica rígida foi definida com um diâmetro de 63,20 mm.

No passo de carga de introdução de pressão interna foi considerada a condição de extremidade engastada em todo o comprimento linear do enrijecedor, e posteriormente no passo de carga de flexão vertical, foi imposto deslocamento linear vertical na extremidade oposta do modelo, variando as amplitudes do movimento de acordo com os resultados obtidos para as deflexões máximas e mínimas nos testes experimentais, tais deflexões podem ser verificadas na Tabela 5.5.2 e 5.5.3.

### **5.7. Resultados da correlação numérico experimental**

Com a realização das simulações numéricas, pode-se avaliar a correlação entre os resultados destas e os resultados experimentais.

A priori foi comparada as profundidades dos danos dos modelos dos testes experimentais com os resultados correspondentes obtidos numericamente.

A Tabela 5.7.1, apresenta a profundidade relativa do dano após o retorno elástico  $d_{re}/D_0$  e a diferença percentual entre o modelo experimental e numérico é verificada. Analisando os resultados, observa-se que a maioria dos resultados numéricos apresentou uma boa correlação com os resultados experimentais.

Em muitos casos, os valores de profundidade obtidos numericamente estão muito próximos dos valores experimentais. Foi obtida uma diferença média absoluta de 4,8 % entre as profundidades obtidas numérica e experimentalmente. Algumas das discrepâncias observadas podem ser atribuídas à rigidez da estrutura no modelo numérico, que está diretamente relacionada ao refinamento da malha de elementos finitos. Um outro fator que pode ter contribuído para esse comportamento se deve à imprecisão na avaliação do módulo de elasticidade do material a partir dos testes de tração.

**Tabela 5.7.1: Resultados numéricos e experimentais para cada profundidade de moessa.**

Modelo	$d$ (mm)	Experimental		Numérico		Dif (%)
		$d_{re}$ (mm)	$d_{re}/D_0$ (%)	$d_{re}$ (mm)	$d_{re}/D_0$ (%)	
TA	3,02	2,24	3,70	2,38	3,94	-6,49
	6,04	5,32	8,81	5,26	8,71	1,14
	9,06	8,28	13,71	8,28	13,71	0,00
TB	3,02	2,65	4,40	2,31	3,82	13,18
	6,06	5,92	9,80	6,13	10,16	-3,67
	9,05	8,86	14,68	9,20	15,24	-3,81

As Tabelas 5.7.2 de (a) a (f), apresentam uma correlação entre os resultados numéricos e experimentais para as grandezas obtidas para deformações equivalentes e tensões equivalentes de von Mises entre a variação verificada entre os níveis de deflexão máxima e mínima, bem como os resultados obtidos para a variação de tensão nominal numérica, e os respectivos fatores de concentração de tensão para cada variação de tensão avaliada numericamente.

É verificada uma grande diferença entre os valores experimentais e numéricos, tal discrepância é notória devido à limitação do modelo numérico que simula condições quase estáticas, que não são observadas ao longo dos testes experimentais, que apresenta claramente resultados com características dinâmicas.

Apesar dos fatores de concentração de tensão ( $K_t$ ) extraídos da simulação numérica quase estática não serem capazes de representar de forma consistente os teste experimentais, os resultados para estes estão coerentes com o modelo numérico, tanto em ordem de grandeza, como na variação entre amplitudes simuladas. Ainda que numericamente não esteja representada a condição dinâmica, deve-se investigar se o  $K_t$  obtido numericamente a partir de uma análise dinâmica irá apresentar a mesma tendência e ordem de grandeza.

A última coluna apresenta uma razão entre a variação da tensão de von Mises numérica e a variação da tensão de von Mises experimental. É interessante observar que a razão sempre é maior que 1 para todas as amplitudes, além de apresentar valores decrescentes quando avaliados das amplitudes menores para as maiores, o que indica uma tendência à confirmação das características dinâmicas do teste.



**Tabelas 5.7.2 (a): Correlação entre os resultados numéricos e experimentais teste no tubo TA, deflexão mínima -3,00 mm e deflexão máxima 5,69 mm.**

<b>Tubo TA</b> <b>Deflexão mínima: -3,00 mm</b> <b>Deflexão máxima: 5,69 mm</b>										
Gage	Dano	Numérico				Experimental		Dif $\Delta E_{eq}$ (%)	Dif $\Delta \sigma_{vm}$ (%)	$\Delta \sigma_{vm}$ num/ $\Delta \sigma_{vm}$ exp
		$\Delta E_{eq}$ (%)	$\Delta \sigma_{nom}$ (MPa)	$\Delta \sigma_{vm}$ (MPa)	Kt	$\Delta E_{eq}$ (%)	$\Delta \sigma_{vm}$ (MPa)			
1	15%	0,008	2,12	3,85	1,81	0,006	1,263	23,58	67,17	3,05
2		0,008	2,33	4,10	1,76	0,006	1,001	23,19	75,61	4,10
3	10%	0,018	18,32	24,43	1,33	0,018	2,709	1,06	88,91	9,02
4		0,019	18,52	25,45	1,37	0,017	2,722	10,94	89,30	9,35
5	5%	0,029	26,63	37,70	1,42	0,030	5,948	5,27	84,23	6,34
6		0,029	26,80	38,11	1,42	0,036	6,983	22,63	81,68	5,46

**Tabelas 5.7.2 (b): Correlação entre os resultados numéricos e experimentais teste no tubo TA, deflexão mínima -7,90 mm e deflexão máxima 10,44 mm.**

<b>Tubo TA</b> <b>Deflexão mínima: -7,90 mm</b> <b>Deflexão máxima: 10,44 mm</b>										
Gage	Dano	Numérico				Experimental		Dif $\Delta E_{eq}$ (%)	Dif $\Delta \sigma_{vm}$ (%)	$\Delta \sigma_{vm}$ num/ $\Delta \sigma_{vm}$ exp
		$\Delta E_{eq}$ (%)	$\Delta \sigma_{nom}$ (MPa)	$\Delta \sigma_{vm}$ (MPa)	Kt	$\Delta E_{eq}$ (%)	$\Delta \sigma_{vm}$ (MPa)			
1	15%	0,008	5,56	8,13	1,46	0,012	6,69	54,87	17,80	1,22
2		0,008	5,80	8,67	1,50	0,013	6,78	53,71	21,81	1,28
3	10%	0,018	27,02	51,50	1,91	0,037	6,48	102,92	87,42	7,95
4		0,019	27,20	53,59	1,97	0,034	7,26	79,79	86,45	7,38
5	5%	0,029	33,67	63,55	1,89	0,061	19,81	112,25	68,83	3,21
6		0,029	33,80	62,73	1,86	0,072	23,47	147,50	62,59	2,67

**Tabelas 5.7.2 (c): Correlação entre os resultados numéricos e experimentais teste no tubo TA, deflexão mínima -13,14 mm e deflexão máxima 13,05 mm.**

<b>Tubo TA</b> <b>Deflexão mínima: - 13,14 mm</b> <b>Deflexão máxima: 13,05 mm</b>										
Gage	Dano	Numérico				Experimental		Dif $\Delta E_{eq}$ (%)	Dif $\Delta \sigma_{vm}$ (%)	$\Delta \sigma_{vm}$ num/ $\Delta \sigma_{vm}$ exp
		$\Delta E_{eq}$ (%)	$\Delta \sigma_{nom}$ (MPa)	$\Delta \sigma_{vm}$ (MPa)	Kt	$\Delta E_{eq}$ (%)	$\Delta \sigma_{vm}$ (MPa)			
1	15%	0,023	9,93	12,30	1,24	0,017	11,69	26,27	4,98	1,05
2		0,025	10,11	13,15	1,30	0,018	12,28	29,02	6,63	1,07
3	10%	0,055	20,34	84,46	4,15	0,052	17,44	3,90	79,35	4,84
4		0,057	20,37	77,61	3,81	0,049	15,85	14,89	79,58	4,90
5	5%	0,085	21,04	73,21	3,48	0,087	39,27	3,06	46,36	1,86
6		0,086	21,05	72,49	3,44	0,103	46,20	19,95	36,27	1,57

**Tabelas 5.7.2 (d): Correlação entre os resultados numéricos e experimentais teste no tubo TB, deflexão mínima -4,59 mm e deflexão máxima 5,13 mm.**

<b>Tubo TB</b> <b>Deflexão mínima: -4,59 mm</b> <b>Deflexão máxima: 5,13 mm</b>										
Gage	Dano	Numérico				Experimental		Dif $\Delta E_{eq}$ (%)	Dif $\Delta \sigma_{vm}$ (%)	$\Delta \sigma_{vm}$ num/ $\Delta \sigma_{vm}$ exp
		$\Delta E_{eq}$ (%)	$\Delta \sigma_{nom}$ (MPa)	$\Delta \sigma_{vm}$ (MPa)	Kt	$\Delta E_{eq}$ (%)	$\Delta \sigma_{vm}$ (MPa)			
1	5%	0,013	8,89	17,08	1,92	0,005	1,46	62,42	91,47	11,73
2		0,014	8,98	17,82	1,98	0,005	1,07	62,54	94,00	16,66
3	10%	0,023	15,73	28,14	1,79	0,026	6,07	12,89	78,43	4,64
4		0,023	15,82	29,43	1,86	0,023	5,60	2,13	80,98	5,26
5	15%	0,026	20,05	25,86	1,29	0,0263	2,52	1,26	90,26	10,27
6		0,026	20,11	25,92	1,29	0,0277	2,22	6,39	91,45	11,70

**Tabelas 5.7.2 (e): Correlação entre os resultados numéricos e experimentais teste no tubo TB, deflexão mínima -9,47 mm e deflexão máxima 8,19 mm.**

<b>Tubo TB</b> <b>Deflexão mínima: -9,47 mm</b> <b>Deflexão máxima: 8,19 mm</b>										
Gage	Dano	Numérico				Experimental		Dif $\Delta E_{eq}$ (%)	Dif $\Delta \sigma_{vm}$ (%)	$\Delta \sigma_{vm}$ num/ $\Delta \sigma_{vm}$ exp
		$\Delta E_{eq}$ (%)	$\Delta \sigma_{nom}$ (MPa)	$\Delta \sigma_{vm}$ (MPa)	kt	$\Delta E_{eq}$ (%)	$\Delta \sigma_{vm}$ (MPa)			
1	5%	0,022	12,41	28,52	2,30	0,009	4,61	58,49	83,84	6,19
2		0,023	12,49	29,76	2,38	0,010	5,61	57,11	81,13	5,30
3	10%	0,038	15,08	47,71	3,16	0,050	36,38	30,09	23,75	1,31
4		0,038	15,08	49,85	3,31	0,045	32,75	17,41	34,30	1,52
5	15%	0,047	14,26	46,91	3,29	0,051	35,46	9,15	24,40	1,32
6		0,047	14,23	47,21	3,32	0,054	36,90	14,22	21,85	1,28

**Tabelas 5.7.2 (f): Correlação entre os resultados numéricos e experimentais teste no tubo TB, deflexão mínima -16,35 mm e deflexão máxima 9,25 mm.**

<b>Tubo TB</b> <b>Deflexão mínima: -16,35 mm</b> <b>Deflexão máxima: 9,25 mm</b>										
Gage	Dano	Numérico				Experimental		Dif $\Delta E_{eq}$ (%)	Dif $\Delta \sigma_{vm}$ (%)	$\Delta \sigma_{vm}$ num/ $\Delta \sigma_{vm}$ exp
		$\Delta E_{eq}$ (%)	$\Delta \sigma_{nom}$ (MPa)	$\Delta \sigma_{vm}$ (MPa)	Kt	$\Delta E_{eq}$ (%)	$\Delta \sigma_{vm}$ (MPa)			
1	5%	0,031	7,02	41,63	5,93	0,013	6,66	56,67	84,01	6,25
2		0,033	6,94	43,50	6,27	0,014	8,55	56,43	80,34	5,09
3	10%	0,056	13,84	72,02	5,20	0,069	56,36	24,36	21,74	1,28
4		0,055	14,05	74,83	5,33	0,062	51,03	12,02	31,81	1,47
5	15%	0,068	16,23	76,54	4,72	0,072	61,90	5,45	19,12	1,24
6		0,069	16,43	77,09	4,69	0,076	63,32	10,39	17,86	1,22

## 6. SUMÁRIO, CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

### 6.1. Sumário

Este estudo foi realizado com intuito de projetar, fabricar e calibrar um aparato experimental de modo a possibilitar testes com modelos reduzidos de *risers* rígidos, sob efeito de solicitações de flexão cíclicas e pressão interna, através da adaptação do aparato experimental à mesa vibratória que consiste no equipamento *Shaker* eletrodinâmico, capaz de reproduzir movimentos lineares verticais. As deformações associadas a essas solicitações eram os resultados de interesse, que por sua vez permitem o cálculo das tensões atuantes durante os testes experimentais.

Inicialmente, foi realizada uma revisão bibliográfica de conceitos e definições relevantes ao estudo do fenômeno da fadiga dentro do escopo do trabalho, bem como o efeito de concentradores de tensão na vida à fadiga e comportamento de danos mecânicos em *risers* rígidos.

Para adequação dos testes experimentais desejados, foi necessário considerar premissas de projeto do aparato, tais como altura da estrutura metálica, geometria de componentes de montagem, posicionamento da estrutura, elementos de vedação, frequência excitadora e amplitudes do movimento vertical tiveram que ser determinadas e ajustadas ao longo do desenvolvimento do trabalho.

Foram determinados todos os componentes estruturais do aparato, bem como enrijecedor bi-partido cônico, projetado para suavizar concentração de tensões, unidade para pressurização do tubo, adaptação de sensor de deslocamento para aquisição das deflexões experimentadas pelo modelo e finalmente um estudo do equipamento *Shaker* foi realizado para uma melhor compreensão do movimento e definição de tipo e perfil de teste.

De forma a comprovar o bom funcionamento deste dispositivo para testes de fadiga, onde é necessário aquisitar dinamicamente deformações oriundas de solicitações de flexão, foram preparados modelos reduzidos de *risers* rígidos com mossas de diferentes profundidades, dispostas longitudinalmente ao longo da superfície superior do modelo tubular.

Inicialmente foram realizados testes de simulação de danos em dois modelos tubulares em escala reduzida, cada modelo foi configurado com uma disposição e profundidades diferentes desses danos, no primeiro modelo denominado TA foram prescritos danos de profundidades 5%, 10% e 15% (do diâmetro externo do tubo)

posicionados nesta ordem em relação à base considerada engastada, e no modelo denominado TB, os danos foram dispostos em 15%, 10% e 5% nesta ordem, em relação ao mesmo referencial que o modelo TA.

Posteriormente foram realizados os testes experimentais de flexão, nos quais os modelos eram submetidos a uma pressão interna constante e a deflexões positivas e negativas, enquanto as deformações oriundas dos pontos instrumentados em torno dos danos eram adquiridas dinamicamente. Esses testes foram repetidos para cada modelo tubular, nas amplitudes de testes controladas pela mesa vibratória, nas magnitudes de 5, 10 e 15 mm.

Foi desenvolvido um modelo numérico quase estático, com base no método dos elementos finitos, com o objetivo de determinar fatores de concentração de tensão associados às deformações experimentadas em modelos de *risers* rígidos sob às solicitações de pressão interna constante e flexão positiva e negativa. O modelo é capaz de simular a introdução do dano e subsequente aplicação de pressão interna e flexão.

Por fim foi realizada uma correlação do modelo experimental com o modelo numérico de forma comparar os resultados e ponderar os fenômenos experimentados pelos modelos nas condições propostas.

## **6.2. Conclusões**

O aparato experimental mostrou-se apropriado para adquirir deformações oriundas de solicitações dinâmicas. A adaptação deste com a mesa vibratória é capaz de reproduzir movimentos lineares verticais de bastante complexidade, podendo-se controlar amplitudes de teste, frequências de interesse, e até mesmo o tipo de teste a ser realizado.

O comportamento da deformação na região danificada foi investigado a partir de testes experimentais com modelos instrumentados com extensômetros que puderam informar acerca do comportamento da deformação nas regiões danificadas, durante o carregamento de flexão e pressão interna.

Com as deformações lidas nos instantes de deflexões máximas e mínimas, pôde-se determinar variações de deformações e tensões equivalentes, avaliando a resposta destas quando associadas a danos mecânicos do tipo *mossa*, podendo desta forma se correlacionar um modelo numérico com características calibradas a partir do modelo experimental.

O modelo numérico desenvolvido neste trabalho reproduz uma simulação quase estática, reproduzindo ainda três indentações que envolvem deformações plásticas com posteriores carregamentos de pressão interna e flexão. Apesar do seu extensivo aperfeiçoamento ao longo do desenvolvimento desta dissertação, o mesmo reproduz apenas um ciclo do movimento e não captura o efeito de características dinâmicas, tendo assim limitações para uma comparação profunda com o modelo experimental.

Alguns pontos são interessantes de serem observados, como o fato de os modelos numéricos tenderem a apresentarem deformações equivalentes e tensões de von Mises de magnitudes superiores às obtidas experimentalmente, o que pode ser um indício das possíveis características de condição dinâmica do teste experimental, na qual as propriedades de massa e inércia se contrapõem à ampliação das deformações.

É verificado que as razões entre as variações de tensões de von Mises numérica e experimental, tende a diminuir quanto maior é a amplitude de movimento, o que corrobora com a observação das características dinâmicas dos testes, onde maiores deflexões implicam numa tendência de conceder celeridade para que as resistências dinâmicas sejam vencidas com mais facilidade.

### **6.3. Trabalhos Futuros**

Inicialmente para futuros trabalhos seria importante calibrar e ajustar o aparato de testes, de forma a eliminar possíveis discrepâncias quanto a natureza de apoio entre os componentes, posicionamento dos extensômetros e fazer testes com modelo intacto, sem danos no tubo, para avaliar e calibrar o modelo experimental com o modelo numérico.

Como continuidade deste trabalho o modelo numérico pode ser desenvolvido no *Abaqus Explicit*, onde o comportamento observado no teste experimental pode talvez, ser melhor simulado, considerando os efeitos dinâmicos que foram suspeitados como possíveis fontes de discrepância na comparação numérico-experimental. Com esta simulação espera-se poder verificar uma boa correlação numérico-experimental, podendo-se representar numericamente a extrapolação deste trabalho, com um estudo paramétrico para os fatores de concentração de tensões.

O modelo numérico desenvolvido pode ser facilmente ajustado de forma a considerar diferentes geometrias provenientes do dano mecânico. Dessa forma, é possível estimar fatores de concentração de tensão devido a diversos tipos de defeitos associados a danos mecânicos.

Com o modelo numérico bem calibrado em relação aos testes experimentais, pode-se também estimar a vida à fadiga, para os tubos com danos, fazendo uma correção de curvas S-N a partir dos fatores de concentração de tensão obtidos nas simulações numéricas.

Pode-se também dar continuidade ao estudo experimental, levando os modelos utilizados nos testes a ciclarem sob carregamento de pressão interna e flexão alternada até a falha por fadiga, avaliando os fenômenos envolvidos experimentalmente.

Em trabalhos futuros, diferentes testes de controle de vibração podem ser realizados, explorando as funcionalidades da adaptação do *Shaker* com o aparato experimental, como um teste com varredura de ressonância, um teste randômico com frequências aleatórias e até mesmo reproduzindo choques.

## 7. REFERÊNCIAS

- [1] ASTM E912-83a, “Definitions of Terms Relating to Fatigue Loading”, ASTM International, 1983.
- [2] LEE, YUNG-LI et al. Fatigue testing and analysis: Theory and practice. Burlington: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005.
- [3] GEAQUINTO H.D. Análise de Fadiga em Risers Rígidos Considerando Variação de Parâmetros da Interação Solo- Estrutura e Trincheiras. COPPE/UFRJ, Brasil, 2008
- [4] SHIGLEY, J. E., MISCHKE, C. R., *Mechanical Engineering Design*. 6 ed. New York, McGraw-Hill, 2001.
- [5] OLOSSON K., PETTERSSON J. Fatigue Assessment Methods for Reinforced Concrete Bridges in Eurocode. Dissertação de Doutorado Universidade de Tecnologia de Chalmers, Suécia, 2010.
- [6] DNV – Guidelines and Classification Notes – Vol. 2 - Fatigue Assessment of Ship Structures, Det Norske Veritas, Norway, 1998.
- [7] KULAZI, A. Comportamento à fadiga do aço DP600 processado por jacto de água. Dissertação de mestrado, Universidade Técnica de Lisboa, 2007.
- [8] DE CASTRO, J.T.P. *Mecânica de Fratura e Fadiga*. Engenharia Mecânica. Notas de aula. 2005.
- [9] SHIGLEY, J. E., MISCHKE, C. R., *Mechanical Engineering Design*. 5 ed. New York, McGraw-Hill, 1989.
- [10] MEYERS, M., Chawla, K. Mechanical Behavior of materials. Cambridge, 1999.
- [11] DE AZEVEDO, N. Avaliação de Fadiga em Risers Rígidos com Dano Mecânico Tipo Mossa, Projeto de Graduação, UFRJ, Brasil, 2015.
- [12] SURESH, Subra. Fatigue of Materials, 2a edição. Cambridge University Press, MA, EUA, 1998.
- [13] SCHIJVE, J., *Fatigue of Structures and Materials*. 2 ed., Springer, 2009.
- [14] PINHEIRO C. B Avaliação da Fadiga de Dutos de Transporte de hidrocarbonetos Submetidos a Danos Mecânicos. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal do Rio de Janeiro. COPPE. Engenharia Oceânica. 2006.
- [15] RUGGIERI, C; FERRARI JR, J.A.. Denting And Collapse of Thin-Walled Risers Under Lateral Loads, ”Journal of Offshore and Mechanics Arctic Engineering” 2003
- [16] ASME B31.8. Gas Transmission and Distribution Piping System (Revision of ASME B31.8-1999). ASME Code for Pressure Piping. 2003 Edition.



- [17] Disponível em: <http://www.easervices.com/composite-wrap.htm>, visitas às 15:42 em 11, março, 2016.
- [18] COSHAM, A.; HOPKINS, P. The Pipeline Defect Assessment Manual (PDAM) – A Report to the PDAM Joint Industry Project. NewCastle, UK. 2003. Cap.25.
- [19] COSHAM, A., HOPKINS, P. PESPEN, Limited NR00018/4238.1.10/R1.01 Pipeline Defect Assessment Manual (PDAM). 2003.
- [20] COSHAM, A., HOPKINS, P. —The Effect of Dents in Pipelines—Guidance in the Pipeline Defect Assessment Manual. International Journal of Pressure Vessels and Piping. v. 81, n. 2, pp. 127-139, Feb. 2004.
- [21] ÁVILA, M.A.V.; FREIRE, J.L.F; SILVEIRA, T.L. Análise de integridade estrutural de dutos com mossas simples. 2007. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)-Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2007.
- [22] ROSENFELD M.J. Et. Al. Basis of the New Criteria in ASME B31.8 for Prioritization and Repair of Mechanical Damage. IPC2002-27122. Proceedings of IPC.02. 4th International Pipeline Conference. Calgary. Canada. 2002.
- [23] REGALLA, A. P.S, Avaliação de Concentração de Tensão em Dutos Danificados Sob Pressão Interna Após Reparo. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal do Rio de Janeiro. COPPE. Engenharia Oceânica. 2017.
- [24] ASTM E8M, “Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials [Metric]”, ASTM International, 2001.
- [25] CRYSTAL C.I.Vibration Controller User’s Manual, 2016.
- [26] Temporary/permanent pipe repair – Guidelines, Prepared by AEA Technology Consulting for the Health and Safety Executive, 2001, Publicação Eletrônica: <http://www.shellnews.net/brent/brent2.pdf>.
- [27] Disponível em: <http://www.rust.com.br/servicos/reabilitacao-de-dutos-residuto>, Acesso em: 11 ago, 2015, 17:30:30.
- [28] ABAQUS, *User’s and Theory Manuals*, Release 6.13, Hibbitt, Karlsson, Sorensen, Inc., 2013.
- [29] SILVA, A. V. J. D., Apostila de Introdução à Extensometria Elétrica de Resistência, 1997.